

Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines
Doktor - Ingenieurs (Dr. - Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Nils Christian Strupp
aus (Geburtsort): Flensburg

Eingereicht am: 3. März 2011
Mündliche Prüfung am: 12. Oktober 2011

Referenten: Prof. Dr. - Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr. - Ing. Stephan Scholl
Vorsitzender: Prof. Dr. - Ing. Ferit Küçükay

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 2006 bis 2010 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig.

Ohne die fruchtbare Zusammenarbeit mit meinen Kollegen am Institut für Thermodynamik und der TLK-Thermo GmbH wäre ein Gelingen dieser Arbeit undenkbar gewesen. Diesen Kollegen und allen anderen, die zu dieser Arbeit fachlich wie menschlich beigetragen haben, sei im Folgenden gedankt.

Ich danke meinem wissenschaftlichen Betreuer und Doktorvater an der TU Braunschweig, Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, für die inhaltliche Betreuung meiner Arbeit und Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl vom Institut für Chemische und Thermische Verfahrenstechnik der TU Braunschweig für die Übernahme des Zweitgutachtens über meine Dissertation. Ich bedanke mich auch bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükcay für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Mein besonderer Dank gilt Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff und Dr.-Ing. Nicholas Lemke für die Bereitschaft, ihr breites Wissen weiterzugeben, sowie die zahlreichen fachlichen wie persönlichen Diskussionen, die die Zeit am Institut zu einer Bereicherung für mich gemacht haben. Frau Dr.-Ing. Gabriele Raabe und Herrn Dr. rer. nat. Issam Swaid danke ich für die stete Diskussionsbereitschaft und viele wertvolle Anregungen.

Meinem Freund und Bürokollegen Roland Kossel danke ich für seinen scharfen Verstand, mit dem er die Promotionszeit zu einer Aneinanderreihung spannender Projekte und Veröffentlichungen gemacht hat, und mit seinem programmiertechnischen Genius viele meiner Probleme im Handumdrehen gelöst hat.

Meinen Studien- und Diplomarbeitern, Julie Mazon, Jan Christoph Menken, Rüdiger Noack, Andreas Möhlenkamp, Sandra Fischer, Nils Vrielink, Sebastian Meise und Jens Plättner danke ich für ihr Engagement, die fachlichen wie menschlichen Anregungen und Ihre beeindruckenden Ergebnisse.

Nicht zuletzt, sondern an allererster Stelle, danke ich meiner Frau Julia Kunze für ihre Liebe, ihre Geduld und dafür, mich regelmäßig vor mir selbst bewahrt zu haben.

Braunschweig im Januar 2011
Nils Christian Strupp

Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen

Die vorliegende Arbeit untersucht Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten automobiler Verflüssiger mit dem Kältemittel R-134a sowohl experimentell als auch simulativ und entwickelt auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse alternative Betriebsstrategien.

Mittels einer Methodik zur luftseitigen Bilanzierung des Verflüssigers sowie dessen Wiegung wird das Betriebsverhalten des integrierten Sammlers charakterisiert und der Einfluss nichtkondensierbarer Gase auf den Kondensationprozess quantifiziert.

Zur Ermittlung durchschnittlicher Betriebsbedingungen automobiler Klimaanlage schlägt die vorliegende Arbeit eine Methodik vor. Diese kombiniert Daten zu Klimabedingungen, PKW-Nutzungshäufigkeit und PKW-Dichte in hoher regionaler Auflösung und liefert für einen geographischen Bezugsraum und Kombinationen von Temperatur, Luftfeuchte und Solarstrahlung eine prozentuale PKW-Nutzungshäufigkeit. Die Methodik wird desweiteren auf die Beschreibung des Verflüssiger-mikroklimas erweitert.

Es werden zwei alternative Betriebsstrategien für automobile Verflüssiger vorgeschlagen und experimentell wie simulativ untersucht: (1) die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung, (2) eine Unterkühlungsregelung in Anlehnung an die Hochdruckregelung transkritischer Kälteprozesse. Es kann gezeigt werden, dass der Kondensationsdruck durch die Beregnung des Verflüssigers, auch bei kleinen Beregnungsmassenströmen, effektiv gesenkt und so eine Hochdruckabschaltung verhindert werden kann. Die COP-Optimierung unter Fahrzeugstillstandsbedingungen zeigt, dass durch die Beregnung des Verflüssigers in Bezug auf die elektrischen Verbraucher eine Einsparung von 80% Antriebsenergie möglich ist.

Zur simulativen Untersuchung der beiden vorgeschlagenen alternativen Betriebsstrategien wird in der Modellierungssprache Modelica ein Verflüssiger modelliert. Mit Hilfe der simulativen Untersuchungen kann gezeigt werden, dass das größte Kraftstoffeinsparpotential durch die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung bei hohen Luftansaugtemperaturen und niedrigen Luftfeuchten besteht, also unter Bedingungen, wie sie vor allem im Stillstand des Fahrzeugs auftreten. Bezogen auf die Unterkühlungsregelung wird gezeigt, dass deren Potential vor allem bei niedrigen Außenlufttemperaturen gegeben ist.

Automotive condenser operating characteristics

The presented thesis examines factors influencing the performance of automobile condenser with refrigerant R-134a, both by experiments and simulations and develops alternative operating strategies.

Using a methodology for air-side energy balance and online weighing of the condenser, operating characteristics of the integrated receiver/dryer is deduced as well as the influence of non-condensable gas on condensation process.

To address relevant operating conditions for mobile air-conditioning systems and condensers, the published test standards are discussed and a methodology for determining average operating conditions is proposed. This methodology combines data on climate conditions, frequency of car use and car registration density in high regional resolution for a geographic reference area, giving a percentage of car use frequency for combinations of temperature, humidity and solar radiation. The methodology is furthermore extended to describe condenser micro climate.

Based on the finding that local flow conditions, while not generalizable, can decrease dissipatable heat in the air-cooling module, two alternative operating strategies for automotive condenser are proposed and studies employing experiments and simulations conducted: (1) the use of non-adiabatic evaporative cooling – the use of latent heat by spraying the condenser – and (2) the a sub-cooling system similar to the high pressure control transcritical refrigeration processes. It can be shown that the condensation pressure can be lowered significantly by irrigation of the condenser, even for small irrigation mass flows, preventing a high pressure shut-off. COP-optimization via non-adiabatic evaporative cooling of the condenser at vehicle standstill conditions yields an electric energy saving potential of 80 % compared to conventional cooling.

For simulative studies of the two proposed alternative operating strategies, the condenser is modeled using the modeling language Modelica. With the help of simulative investigations it can be shown that the greatest fuel savings potential is through the application of non-adiabatic evaporative cooling at high air intake temperature and low humidity. These conditions typically occur at vehicle standstill e.g. in traffic jams. Regarding subcool control, simulations show the highest energy saving potential at low ambient temperatures.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Einordnung der Arbeit in das Forschungsfeld	2
1.3. Ziele und Vorgehensweise der Arbeit	4
1.4. Aufbau der Arbeit	6
2. Verflüssiger in automobilen Kältekreisläufen	9
2.1. Automobile Kältekreisläufe	9
2.1.1. Arbeitsmittel	9
2.1.2. R-134a-Kreislauf-Verschaltungen	11
2.1.3. Komponenten automobiler Kältekreisläufe	14
2.2. Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten von automobilen Verflüssigern	20
2.2.1. Nichtkondensierbare Gase	21
2.2.2. Kältemittelfüllmenge	23
2.2.3. Kältemittelseitige Verschaltung	25
2.3. Experimentelle Untersuchungen	27
2.3.1. Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild	27
2.3.2. Wärmeübertragerwiegung	29
2.3.3. Glassammleruntersuchungen	33
2.3.4. Einfluss nichtkondensierbarer Gase	34
3. Relevante Betriebsbedingungen für automobile Klimaanlage	41
3.1. Stand der Wissenschaft	42
3.1.1. Umgebungszustand	42
3.1.2. Fahrzustand	43
3.2. Methodik zur Ermittlung relevanter Umgebungsbedingungen	46
3.2.1. Klimatische Parameter	46
3.2.2. PKW-Nutzungsparameter	50
3.2.3. Modellsystematik	52
3.3. Anwendung der Modellsystematik	54
3.3.1. Einfluss des Nutzungsverhaltens	54
3.3.2. Einfluss der primären Gewichtunggröße	56
3.3.3. Vergleich mit nationalen und firmenspezifischen Teststandards	57
3.3.4. Energiebedarf einer PKW-Klimaanlage über einen charakteristischen Jahresverlauf	61
3.4. Umgebungsbedingungen für automobile Verflüssiger	62
3.4.1. Luftseitige Randbedingungen zur Bewertung von Verflüssigern	63
3.4.2. Kältemittelseitige Randbedingungen zur Bewertung von Verflüssigern	70
3.4.3. Verflüssiger-Mikroklima	70

4. Diskussion alternativer Betriebsstrategien für automobiler Verflüssiger	77
4.1. Nicht-adiabater Verdunstungsverflüssiger	78
4.1.1. Versuchsaufbau	79
4.1.2. Versuchs-Szenario 1: Hochdruckbegrenzung	80
4.1.3. Versuchs-Szenario 2: COP-Optimierung	82
4.1.4. Nutzung von Kondensatwasser aus dem Verdampfer	84
4.1.5. Variation des Berechnungsmassenstroms	85
4.2. Unterkühlungsregelung	86
5. Modellerstellung Verflüssiger	89
5.1. Stand der Wissenschaft bei der Modellierung Nicht-Adiabater-Verdunstungs-Kühler / -Verflüssiger	90
5.2. Anforderungen an das Wärmeübertragermodell	91
5.3. Physikalisches Modell Nicht-Adiabater-Verdunstungs-Kühler / -Verflüssiger	91
5.4. Mathematische Formulierung und numerischer Lösungsansatz	94
5.5. Simulative Untersuchung Nicht-Adiabater-Verdunstungs-Verflüssiger	97
5.5.1. Vergleich Simulation und Experiment	97
5.5.2. Variation des Umgebungszustands	99
5.5.3. Berechnete Temperaturverläufe im Nicht-Adiabaten-Verdunstungs-Verflüssiger	102
5.6. Simulative Untersuchung der Unterkühlungsregelung	104
5.6.1. Variation des Umgebungszustandes	104
5.6.2. Einfluss des inneren Wärmeübertragers	104
6. Zusammenfassung	107
A. Nomenklatur	111
B. Umgebungsbedingungen für die Bewertung automobiler Klimaanlage	113
C. Transiente Testzyklen zur Emissionsbestimmung	115
D. Statistiken zur Kurzstreckenmobilität	117
E. Charakteristika des Stadtklimas	125
F. Komponenten der Versuchsanlage	127
G. Messstellen und Messprinzipien	129
H. Versuchsrandbedingungen	133
I. Fehlerfortpflanzung	135
J. Literaturverzeichnis	137

1. Einleitung

1.1. Motivation

Etwa 30% des weltweiten Energieverbrauchs werden für Transportzwecke verwendet, was ca. die Hälfte des weltweiten Erdölverbrauches ausmacht [U.S. Energy Information Administration 2010]. In Deutschland tragen Fahrten mit dem privaten PKW zu 38% des Gesamtenergieverbrauches privater Haushalte bei [Frondele u. a. 2005]. Inwieweit Klimatisierungssysteme von Automobilen zu diesem Energieverbrauch beitragen, hängt von einer Vielzahl von Faktoren, unter anderem den meteorologischen Randbedingungen, ab. Barrault u. a. [2005] schätzen, dass der jährliche Zusatzverbrauch durch mobile Klimaanlage in Europa bei bis zu 7,5% des jährlichen Kraftstoff-Gesamtverbrauchs liegen kann. Unstrittig ist, dass das Klimatisierungssystem das Nebenaggregat mit dem höchsten Energieverbrauch auf Grund von Eigengewicht und notwendiger Antriebsleistung ist [IPCC/TEAP 2005]. Weltweit berücksichtigt derzeit allerdings nur ein einziger Fahrzyklus zur Bestimmung der CO_2 -Emissionen aus Kraftfahrzeugen den Einfluss der Klimaanlage, der SC03 (Supplemental Federal Test Procedure (SFTP)) [Barlow u. a. 2009]. Die europäische Union ist daher bestrebt, einen solchen, an europäische Verhältnisse angepassten Fahrzyklus zu definieren und im Rahmen der CO_2 Emissions-Gesetzgebung zu nutzen [COMMISSION 2010]. Vor diesem Hintergrund ergibt sich für die Automobilindustrie sowie deren Zulieferfirmen die Notwendigkeit und Herausforderung, den Energieverbrauch von automobilen Klimaanlage ohne Einbußen für den thermischen Komfort der Fahrzeuginsassen zu reduzieren. Laut World Energy Council [2008] hat sich zwar die Energieeffizienz von Fahrzeugen in Europa seit 1973 zwischen 25 und 30% verbessert, allerdings werden diese zum Teil durch eine Zunahme von Stau und der Tendenz zu größeren Fahrzeugen aufgehoben. Vor dem Hintergrund des gestiegenen Stauaufkommens gewinnt die Optimierung der automobilen Klimatisierung für den Stillstand respektive Leerlauf des Motors an besonderer Bedeutung.

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf den Verflüssiger, den hochdruckseitigen Wärmeübertrager im Kompressionskältekreislauf. Dieser beeinflusst die Energieeffizienz des Gesamtkreislaufes über den Kondensationsdruck und die dadurch bedingte notwendige Verdichterarbeit. Hohe Kondensationsdrücke treten aufgrund des niedrigen Luftmassenstromes insbesondere im Fahrzeugstillstand auf, der daher als Referenzszenario für die Betrachtungen der Arbeit genutzt wird. Ausgehend von experimentellen Untersuchungen zur Identifizierung der Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten automobiler Verflüssiger werden zwei alternative Betriebsstrategien entwickelt. Ziel dieser Betriebsstrategien ist es, einen energieoptimalen Betrieb des Verflüssigers auch unter ungünstigen Betriebs- und Einbaubedingungen zu ermöglichen. Die Notwendigkeit hierzu ergibt sich, da Klimatisierungssysteme heute integraler Bestandteil automobiler Plattformen sind. Damit finden dieselben Komponenten in einer Vielzahl unterschiedlich motorisierter Fahrzeuge des selben Modells, aber auch in unterschiedlichen Modellen Anwendung. Bezogen auf den Verflüssiger heißt dies, dass er nicht nur unter allen meteorologischen Randbedingungen (Temperatur, relative Feuchte) und allen Lastzuständen (Luftgeschwindigkeit, Kältemittelmassenstrom) sondern auch unter einer Vielzahl von Einbaubedingungen die spezifizierte Leistung erbringen muss. Daher ist die Kenntnis bezüglich der Relevanz einzelner Umgebungs- und Fahrzustände von zentraler Bedeutung, weshalb im Rahmen dieser Arbeit eine Methodik zur Identifikation derselben entwickelt wird.

1.2. Einordnung der Arbeit in das Forschungsfeld

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit drei Hauptthemenkreisen: Den kältemittelseitigen Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten automobiler Verflüssiger, den Randbedingungen für Auslegung und energetische Bewertung sowie der energetischen Optimierung von automobilen Verflüssigern. Für die Optimierung wird in einem eigenen Kapitel ein Berechnungsmodell entwickelt. Zu allen Themenkreisen finden sich in den jeweiligen Kapiteln detaillierte Literaturübersichten, an dieser Stelle erfolgt daher nur eine knappe Betrachtung der jeweils existierenden Literatur zur Ableitung des Forschungsbedarfes.

Kältemittelseitige Einflussfaktoren

Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu konventionellen Automobilverflüssigern mit separatem Sammler gibt es zahlreiche [z.B. Gursaran 2001, Stewart 2003], spezifische thermodynamische Untersuchungen zu Integrierten-Sammler-Trockner-Verflüssigern sind hingegen rar [Abraham u. a. 2006, Ravikumar u. a. 2005]. Ansätze zur genauen thermodynamischen Beschreibung insbesondere der Kältemittelzustände in den einzelnen Pässen und dem integrierten Sammler sind in der Literatur bisher nicht beschrieben. Messmethodiken, die eine Betrachtung der relativen Massenverteilung zwischen Verflüssiger und integriertem Sammler ermöglichen, sind in der Literatur nicht beschrieben. Die dafür notwendige Wiegung des Verflüssigers gilt gemeinhin als schwierig zu realisieren, da dieses Messverfahren sensibel auf Störungen wie Schwingungen oder Kräfte durch sich ändernde Kältemittelmassenströme ist. Kuijpers u. a. [1987] und Kuijpers u. a. [1988] nutzten diese Methodik, um für Verdampfer und Verflüssiger Untersuchungen zum Kältemittelschlupf durchzuführen. Untersuchungen des Stömungszustandes in automobilen Sammlern sind bisher nur für separate, nicht integrierte Sammler bekannt [Pröbß 2009, Finlayson u. Dickson 2004]. Kältemittelseitige Einflussfaktoren wie z.B. von Fremdgasen auf das Betriebsverhalten von Verflüssigern sind ein für Rohrbündel- und Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager gut beschriebenes Phänomen – Untersuchungen mit Wärmeübertragern kleinerer hydraulischer Durchmesser sind in der Literatur rar. Ein Beispiel sind die Untersuchungen von Adams u. Ghiaasiaan [1999], die eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung unterkühlter Flüssigkeit beschreiben. Darüber hinaus sind nach bestem Wissen des Autors dieser Arbeit ausschließlich Veröffentlichungen zum Einfluss auf Haushaltskühlschränke mit dem Arbeitsmittel R600a bekannt [Cecchinato u. a. 2004, Cecchinato u. a. 2005, Cecchinato u. a. 2007]. Ob diese Ergebnisse auf automobilen Kältekreisläufe übertragbar ist, ist nicht bekannt.

Randbedingungen für Auslegung und energetische Bewertung

Randbedingungen für Fahr- und Umgebungszustand sind Grundlage jedes Versuches sowie jeder Auslegung und Simulation. Die Definition der relevanten Umgebungsbedingungen ist ein kontroverses Thema, da jeder Automobilhersteller eine individuelle, zumeist an interne bzw. nationale Standards angelehnte Auslegungs- und Testmatrix nutzt. Veröffentlichte Teststandards gliedern sich in zwei Gruppen:

Die erste Gruppe von Teststandards definiert Extrembedingungen für die Auslegung – hier ist die wesentliche akzeptierte Quelle der SAE Standard [SAE J2765 2008]. Andere Standards – veröffentlichte wie z.B. Spatz u. Minor [2008] und unveröffentlichte wie z.B. das *Common Spec Book for evaluating Air Condition Systems* von Hammer [2008] – lehnen sich in weiten Teilen

an den SAE Standard an. Diese Gruppe von Teststandards trifft in Bezug auf den geographischen Gültigkeitsbereich keinerlei Aussage, die Standards erheben also einen allgemeinen Gültigkeitsanspruch. Desweiteren gewichten sie die einzelnen Randbedingungsszenarien nicht in Bezug auf ihre Relevanz.

Die zweite Gruppe von Veröffentlichungen erhebt den Anspruch, real auftretende Umgebungsbedingungen für bestimmte Regionen der Welt abzubilden (z.B. Untersuchungen von Kampf u. a. [1996], Duthie [2002], Papasavva u. a. [2008]). Keine der Veröffentlichungen dieser Gruppe gibt Informationen zur Relevanz einzelner Solarstrahlungen für verschiedene Regionen der Erde und über die Quellen der in die Untersuchungen eingeflossenen Daten zu Klima und Fahrzeugnutzung.

Ein Vergleich der beiden Gruppen von Teststandards sowie die Diskussion, inwieweit einzelne von ihnen realistisches Klima für bestimmte Regionen der Welt widerspiegeln, fehlt bis heute in der Literatur.

Energetische Optimierung von automobilen Verflüssigern

Die Literatur, die die energetische Optimierung von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen diskutiert, gliedert sich in Beiträge zur Luft- und zur Kältemittel-Seite.

Bezogen auf die Luftseite werden durch Takeuchi, Kakishita, u. Kohri [2002], Yang, Bozemann, Shen, u. Acre [2003], Jones u. Fletcher [2005] und Mathur [2005] Verbesserungen der Luftführung im Klima-Kühlungsmodul diskutiert. Mit der Optimierung des Zusammenspiels einzelner Wärmeübertragersysteme im Klima-Kühlungsmodul haben sich Tang [2003] und Ambros u. Arnemann [1993] beschäftigt. Mit dem Einfluss einer ungleichmäßigen luftseitigen Durchströmung und konstruktiven Abhilfemaßnahmen im Frontend haben sich z.B. Jama, Watkins, Dixon, u. Ng [2004], Markowitz [1999], Martin, Lang, u. Rieberer [2004], [Mager 2002], Srun, Guerrero, u. Jouanny [2002], Knaus, Kühnel, u. Behr GmbH & CO KG [2006] und Jugert, Martin, Mönkediek, u. Rieberer [2009] auseinander gesetzt. Die Veröffentlichungen zeigen, so sie über die isolierte Betrachtung einzelner Effekte hinausgehen, dass die leistungsmindernden Effekte ob einer Vielzahl von Einflussfaktoren nicht generalisierbar sind. Daher kann eine lokale vom Gesamtsystem isolierte Optimierung wie z.B. die Verbesserung des luftseitigen Wärmeübergangs im Verflüssiger durch konstruktive Maßnahmen, wie A. M. Jacobi u. Zhang [2001] sie vorschlagen, die negativen Effekte von Luftrezirkulationen und ungleichmäßiger luftseitiger Durchströmung des gesamten Klima-Kühlungsmoduls nur bedingt ausgleichen. Eine integrale Verbesserungsmaßnahme von Wärmeübergang und treibender Temperaturdifferenz, wie sie durch die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung möglich wird, ist in automobilen Anwendungen bisher nur aus Patenten bekannt [Bhatti u. Reyzin 2008, Bhatti u. a. 2010], allerdings nicht wissenschaftlich untersucht.

Mit der energetische Optimierung von Verflüssigern mit Fokus auf der Kältemittelseite haben sich beispielsweise Jensen u. Skogestad [2007a] sowie Jensen u. Skogestad [2007b] befasst. Sie haben für Ammoniak als Kältemittel gezeigt, dass es bezogen auf den COP eine optimale Unterkühlung gibt und die Unterkühlung damit eine sinnvolle Regelungsgröße darstellt. Untersuchungen zur gleichen Fragestellung mit R-134a als Kältemittel gibt es nicht, hier finden sich ausschließlich Patente zur Optimierung des Flächenverhältnis zwischen Kondensations- und Unterkühlungsteil des Verflüssigers [Yamanaka u. a. 1993], die allerdings konstruktiv und damit nicht flexibel realisiert werden.

Modellierung von Wärmeübertragern, insbesondere nicht-adiabater Verdunstungsverflüssiger

Zur Modellierung von Kompressionskältekreisläufen, insbesondere der darin Anwendung findenden Wärmeübertrager gibt es eine Vielzahl von Veröffentlichungen, hierzu geben beispielsweise Singh [2009] und Winkler [2009] fundierte Überblicke. Die Modellierung nicht-adiabater Verdunstungsverflüssiger findet hingegen deutlich weniger Beachtung, da die Technologie eine Nischenanwendung darstellt. Dies begründet sich darin, dass sie in der stationären Klimatisierung nur dann Anwendung findet, wenn die höheren Betriebs- und Investitionskosten durch einen begrenzten Bauraum gerechtfertigt sind. Die publizierte Literatur bezieht sich ob der bisher ausschließlichen Anwendung in der stationären Klimatisierung ausnahmslos auf Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager. Modelle für Hochleistungs-Kompaktwärmeübertrager mit Flachrohren wie sie in automobilen Kältekreisläufen Anwendung finden, sind in der Literatur nicht beschrieben. Das allen Veröffentlichungen zu Grunde liegende Gleichungssystem der adiabaten- wie nicht-adiabaten Verdunstungskühlung geht auf Bošnjakovic [1971] zurück. [Poppe 1972 sowie Poppe u. Rögner 2006] entwickelten ein auf dieser Theorie basierendes Berechnungsmodell der adiabaten Verdunstungskühlung, das heute noch Anwendung findet. Das von Bošnjakovic [1971] entwickelte graphische Berechnungsverfahren der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung wurde von Korenic 1980, Leidenfrost u. Korenic 1979, Leidenfrost u. Korenic 1982b, Leidenfrost u. Korenic 1982a in ein Computerprogramm umgesetzt, kommt allerdings im Vergleich zu Messwerten zu konservativen Leistungsvorhersagen. [Erens u. Dryer 1988, Dryer u. a. 1990, Dryer u. Erens 1990] erweiterten die Theorie der adiabaten Verdunstungskühlung nach Poppe [1972] für den nicht-adiabaten Betriebsfall. Hellmann entwickelte aufgrund von Schwierigkeiten bei der numerischen Lösung des Gleichungssystems von Verdunstungs-Kondensatoren und -Kühlern eine analytische Näherungslösung für Gegenstromschaltungen [Hellmann 1991, Hellmann 1993]. Streng [1996] erweiterte die Modellsystematik auf die Berücksichtigung von Rieselwassertropfen. Aller genannten Veröffentlichungen nehmen einen Gegen- oder Gleichstrom der Teilsysteme Luft, Wasserfilm und Kühl- bzw. Kältemittel an, was eine eindimensionale Betrachtung erlaubt. Dies begründet sich zum einen in dem von Streng [1996] beschriebenen hohen numerischen Aufwand bei der Berechnung von Kreuzstromverschaltungen, zum anderen in der Tatsache, dass Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ab einer Rohrreihentiefe von fünf Rohren als Gegenstromwärmeübertrager betrachtet werden können; eine Vereinfachung, die für Hochleistungs-Kompaktwärmeübertrager nicht anwendbar ist.

1.3. Ziele und Vorgehensweise der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit automobilen Verflüssigern, die Bestandteil des Kaldampfprozesses sind. Diese Verflüssiger werden in heutigen automobilen Kältekreisläufen als integrierte Komponente von Verflüssiger, Sammler, Trockner und Unterkühler verbaut. Ziel dieser Arbeit ist es, die Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten derartiger Verflüssiger in automobilen Kältekreisläufen zu identifizieren und quantifizieren. Dies erfolgt mittels experimenteller sowie theoretischer Untersuchungen. Um abschätzen zu können, an welchen Umgebungs- und Fahr-Zuständen sich die energetische Bewertung sowie Auslegung von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen zu orientieren hat, wird eine Methodik zur Definition derselben erarbeitet. Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen werden alternative Regelstrategien für automobilen Verflüssiger vorgeschlagen,

die Energieeinsparungen insbesondere unter den Bedingungen des Motorleerlaufs und Fahrzeugstillstandes ermöglichen.

Die vorliegende Arbeit lässt sich damit in vier große Themenkreise untergliedern, deren jeweilige Ziele und Vorgehensweise sich wie folgt zusammenfassen lassen:

Kältemittelseitige Einflussfaktoren

Für die in Automobilen verwendeten Hochleistungs-Kompaktwärmeübertrager mit Flachrohren sind insbesondere bezogen auf den Kondensationsprozess Aspekte, die für größere Rohrdurchmesser untersucht sind, bisher noch nicht beschrieben. Der überwiegende Teil der publizierten Arbeiten zum Einfluss der kältemittelseitiger Einflussfaktoren Füllmenge und Fremdgase auf den Verflüssigungsprozess bezieht sich auf Rohrbündel bzw. Lamellenrohrbündelwärmeübertrager.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an, es wird der Einfluss nichtkondensierbarer Gase, der Kältemittelfüllmenge und der kältemittelseitige Verschaltung, insbesondere der Position und des Strömungszustands des integrierten Sammlers diskutiert. Diese Effekte werden zum einen theoretisch betrachtet, zum anderen geeignete Messmethodiken zu deren Untersuchung entwickelt und der Einfluss der Effekte an einer Versuchsanlage experimentell quantifiziert.

Randbedingungen für Auslegung und energetische Bewertung

Die Auslegung von automobilen Klimaanlage im Allgemeinen und Verflüssigern im Speziellen erfolgt anhand nationaler wie firmenspezifischer Teststandards. Diese kommen zu zum Teil sehr unterschiedlichen Ergebnissen in Bezug auf die Relevanz bestimmter Umgebungsbedingungen und Fahrzustände.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an und vergleicht sowie kategorisiert die publizierten Teststandards. Zur Schaffung eines wissenschaftlichen Vergleichsmaßstabes wird eine Methodik zur Definition relevanter Umgebungsbedingungen für automobilen Klimaanlage entwickelt. Diese Methodik bezieht regional hoch aufgeschlüsselte Daten zu Klima, Bevölkerungsdichte, PKW-Zulassungen und PKW-Nutzung ein, die im einzelnen analysiert und in Bezug auf ihren Einfluss auf das Ergebnis diskutiert werden. Abschließend erfolgt ein Vergleich mit den existierenden Teststandards.

Energetische Optimierung von automobilen Verflüssigern

Automobile Verflüssiger in ihrer derzeitigen Bauform als integrierte Komponente von Verflüssiger, Sammler, Trockner und Unterkühler geben konstruktiv ein festes Flächenverhältnis von Unterkühlungs- zu Kondensationsteil vor. Insbesondere im Fahrzeugstillstand kommt es durch die Rezirkulation heißer Luft aus dem Motorraum in das Klima-Kühlungsmodul zu einer Verringerung der abführbaren Wärmeströme sowie einer Außerkraftsetzung des zumeist unten am Verflüssiger befindlichen Unterkühlungsteils.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an und schlägt als Alternative zum festen Flächenverhältnis ein Regelungskonzept mit variablem Flächenverhältnis vor. Ferner wird die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung auf automobilen Verflüssiger diskutiert.

Diese kann durch Beregnung des Verflüssigers die treibenden Temperaturdifferenzen im gesamten Klima-Kühl-Modul vergrößern und so die Energieeffizienz der Systeme des Thermo-managements im Fahrzeugstillstand steigern. Beide Ansätze werden experimentell untersucht.

Modellierung von Wärmeübertragern, insbesondere nicht-adiabater Verdunstungsverflüssiger

Die Komponenten des Klima-Kühlmoduls werden bereits in einem frühen Entwicklungsstadium isoliert untersucht und optimiert. Für das gesamte Klima-Kühlmodul besteht jedoch erst zu einem späteren Zeitpunkt – im eingebauten Zustand – die Möglichkeit der Untersuchung und Optimierung. Daher ist es wichtig, bereits zu einem frühen Zeitpunkt die Komponenten auf ihre Leistung bei inhomogener Anströmung oder einem aufgeheizten Luftstrom zu untersuchen.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Für die simulativen Untersuchungen wird ein auf der Methode der Finiten Differenzen basierendes Modell entwickelt, das auch für den Fall der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung beliebige Wärmeübertrager-Verschaltungen - auch Kreuzstromschaltungen - berechnen kann.

1.4. Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in vier Hauptkapitel:

Kapitel 2 diskutiert automobiler Kältekreisläufe mit schwerpunktmäßiger Betrachtung des Verflüssigers. Anschließend folgt eine Betrachtung der einzelnen Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten von Verflüssigern, wobei auf nichtkondensierbare Gase, Kältemittelfüllmenge und kältemittelseitige Verschaltung eingegangen wird. Hierzu werden experimentelle Methoden vorgestellt sowie deren Ergebnisse diskutiert.

Kapitel 3 widmet sich den für automobiler Klimaanlage relevanten Betriebsbedingungen. Dabei kommt der Definition einer Methodik zur Bestimmung relevanter Betriebsbedingungen sowie dem Vergleich mit bestehenden Teststandards die größte Bedeutung zu. Die einzelnen Einflussfaktoren auf die Relevanz bestimmter Kombinationen aus Außenlufttemperatur, relativer Luftfeuchte sowie Solarstrahlung werden detailliert diskutiert und für unterschiedliche geographische Bezugsräume exemplarisch dargestellt. Es folgt eine Erweiterung der Methodik auf das Mikroklima des Verflüssigers.

Kapitel 4 diskutiert zwei alternative Regelstrategien für automobiler Verflüssiger. Zum einen die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung auf automobiler Verflüssiger als Maßnahme, um kurzzeitige Lastspitzen abzufangen respektive eine Hochdruckabschaltung der Klimaanlage zu verhindern, sowie zum anderen eine Unterkühlungsregelung. Beide Strategien werden experimentell untersucht sowie die Ergebnisse diskutiert.

Kapitel 5 stellt ein auf der Methode der Finiten Differenzen beruhendes Wärmeübertrager-Berechnungs-Modell vor, das neben dem konventionellen Betrieb auch die Berechnung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung zulässt. Mit Hilfe dieses Modells sowie weiterer Komponentenmodelle der, von den der Firma TLK-Thermo GmbH und dem Institut für Thermodynamik der TU

Braunschweig entwickelten Modelica-Komponentenbibliothek TIL, werden simulative Untersuchungen zur Anwendbarkeit der beiden in Kapitel 4 vorgeschlagenen Regelungskonzepte unter unterschiedlichen Umgebungsbedingungen diskutiert.

2. Verflüssiger in automobilen Kältekreisläufen

PKW-Klimaanlagen werden zur Zeit aufgrund von Bauraum- und Gewichtsbeschränkungen und Kosten als Kompressionskälteanlagen ausgeführt, da diese in der Lage sind, die erforderlichen Leistungsdichten zu erreichen. Dabei findet vorwiegend das Arbeitsmittel R-134a Verwendung. Im Folgenden wird zunächst auf die Nachfolgediskussion zum Arbeitsmittel R-134a eingegangen, danach die beiden derzeit gängigen R-134a-Kreislauf-Verschaltungen diskutiert und abschließend auf die Komponenten automobiler Kältekreisläufe eingegangen, wobei der Schwerpunkt auf den Verflüssiger gelegt wird.

2.1. Automobile Kältekreisläufe

Die Packard Motor Company bot 1939 das erste komplette automobile Klimatisierungs-System an, welches damals noch im Kofferraum platziert war. Ab 1955 bot General Motors eine in Motorraum und Armaturenbrett integrierte Klimaanlage an; eine Entwicklung, der alle Fahrzeughersteller folgten.

Seit den 1990er Jahren ist in Europa ein deutlicher Trend zu klimatisierten Fahrzeugen festzustellen. Bezogen auf alle PKW-Neuzulassungen in Deutschland lag die Ausstattungsrate 2009 bei 90% [Deutsche Automobil Treuhand 2009]. Damit zählen Klimaanlagen in einem Großteil der Fahrzeugklassen inzwischen zur Standardausstattung. Da der Anteil der Klimaanlage am Kraftstoffgesamtverbrauch je nach Güte der Auslegung zwischen 5% und 20% des Gesamtkraftstoffverbrauches betragen kann [Chasserot 2007], gewinnt ihre energetische Betrachtung immer mehr an Bedeutung.

Eine Studie von Rugh u. Farrington [2008] zeigt, dass dies für die Vereinigten Staaten von Amerika ein Kraftstoffmehrverbrauch durch PKW-Klimaanlagen von 26 Milliarden Liter Benzin für das Jahr 2001 bedeutet. Dies belegt eindrucksvoll die Notwendigkeit, PKW-Klimaanlagen energetisch möglichst effizient zu gestalten.

Neben der Aufrechterhaltung des thermischen Komforts im Fahrzeuginnenraum erfüllt die automobile Klimaanlage auch eine Sicherheitsfunktion z.B. auch bei der Entfeuchtung der Scheiben. Hohe Temperaturen im Fahrzeuginnenraum steigern die Unfallhäufigkeit und verringern die Konzentrationsfähigkeit [Arminger u. T. 1999, Taxis-Reischl 1999].

2.1.1. Arbeitsmittel

In automobilen Kältekreisläufen kamen seit deren Erfindung im Jahre 1928 der Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoff Dichlordifluormethan (R-12) zum Einsatz. Dessen hohes Ozon-Abbau- und Treibhauspotential ($ODP = 1$, $GWP = 8500$) führte 1995 zu einem Verbot von R-12 in mobilen Kälteanlagen

mit einer Füllmenge von weniger als 5 kg. Daraufhin wurde in mobilen Klimaanlage fast ausschließlich der teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoff (HFKW) Tetrafluorethan (R-134a) eingesetzt. Da PKW-Klimaanlagen keine hermetisch geschlossenen Systeme sind, kommt es über die Laufzeit zum Verlust von Kältemittel. Die von Fahrzeugklimaanlagen verursachten Treibhausgasemissionen gehen zu zwei Dritteln auf direkte Emissionen des Kältemittels (R-134a) und zu einem Drittel auf indirekte Emissionen aus dem mit der Klimaanlage verbundenen Kraftstoffverbrauch zurück [European Comission 2003]. 2006 waren 60% aller HFKW-Emissionen auf PKW-Klimaanlagen zurückzuführen [Clodic 2009]. Im Durchschnitt entweichen aus einer PKW-Klimaanlage in Deutschland etwa 8,2% der Kältemittelmasse pro Jahr in die Atmosphäre [Schwarz 2001, Umweltbundesamt 2002]. Ein großer Teil der in Deutschland abgemeldeten PKW wird vor der Verschrottung in Regionen außerhalb Europas exportiert [Buchert u. Hagelüken 2003]. Nur wenige dieser Fahrzeuge gelangen in Länder, in denen eine geregelte Entsorgung des Kältemittels gewährleistet ist. Es ist daher wahrscheinlich, dass ein großer Teil des in den Klimaanlage dieser Fahrzeuge enthaltenen Kältemittels letztlich in die Atmosphäre emittiert wird. Betrachtet man China und Indien, geht man davon aus, dass über 50% der Emission von HFKWs auf mobile Klimaanlage zurückgehen [USEPA 2006, Section IV, Table 2-5].

Mit dem gestiegenen Bewusstsein für die Wirkmechanismen von treibhausrelevanten Gasen in der Atmosphäre wurden durch das Kyoto-Protokoll 1997 zum ersten Mal konkrete Zahlen für die Reduktion des CO_2 Ausstoßes einzelner Staaten der Welt festgelegt und bei der Folgekonferenz im Dezember 2007 auf Bali für die 2013 beginnende zweite Verpflichtungsperiode fortgeschrieben. Bereits Anfang der 1990er Jahre war daher ersichtlich, dass R-134a lediglich eine Übergangslösung auf dem Weg zu einem umweltverträglichen Kältemittel darstellt [Calm 2008]. Die Europäische Union hat diesen Prozess mit der Richtlinie 2006/40/EC [Das Europäische Parlament u. Rat der europäischen Union 2006] forciert. Sie schreibt vor, dass ab dem Jahr 2011 kein R-134a oder andere fluoridierte Treibhausgase mit einem GWP Wert von über 150 in neuen Fahrzeugtypen eingesetzt werden dürfen. Ab 2017 gilt das Verbot für alle neuen Fahrzeuge in den EU-Mitgliedsstaaten.

Vor diesem Hintergrund stellt sich zum einen die Frage nach der Sinnhaftigkeit weiterer Forschung zu R-134a Kältekreisläufen und damit dem Sinn dieser Arbeit und zum anderen nach möglichen Alternativen zu R-134a. Betrachtet man die weltweite Verteilung der Automobilzulassungen auf der Basis der jeweiligen nationalen Statistiken zu Fahrzeugzulassungen von 2006 ergibt sich das in Abbildung 2.1 dargestellte Bild.

Anhand der Abbildung 2.1 wird deutlich, dass der europäische Markt nicht unwesentlich ist, im Falle der durch Kahn u. Milan [2010] betrachteten nationalen Statistiken beträgt sein Anteil ca. 40 % bezogen auf den weltweiten Gesamtfahrzeugbestand. Allerdings sind, gemessen an der Entwicklung der weltweiten PKW-Verkaufszahlen, Russland, Brasilien, Indien und China die wesentlichen Wachstumsmärkte [Reuters 2008]. Für die Automobilhersteller mit weltweitem Absatzmarkt stellt sich vor diesem Hintergrund die Frage, ob Sie für den europäischen Markt eine spezielle Klimaanlage entwickeln oder eine weltweit einheitliche Lösung finden.

Mögliche Alternativen zu R-134a als Arbeitsmittel können Kohlenwasserstoffe, Kohlendioxid und andere Kältemittel mit niedrigem GWP sein (eine detaillierte Diskussion der Alternativen findet sich in [Kuijpers 2007, USEPA 2006]). Eine mögliche kostensparende Lösung könnte dabei ein Kältekreislauf sein, der sowohl für R-134a als auch für ein alternatives Kältemittel z.B. R-1234yf geeignet ist (vergleiche Meyer [2002]). Das Kältemittel R-1234yf ist ein ungesättigter Hydro-Fluoro-Olefin,

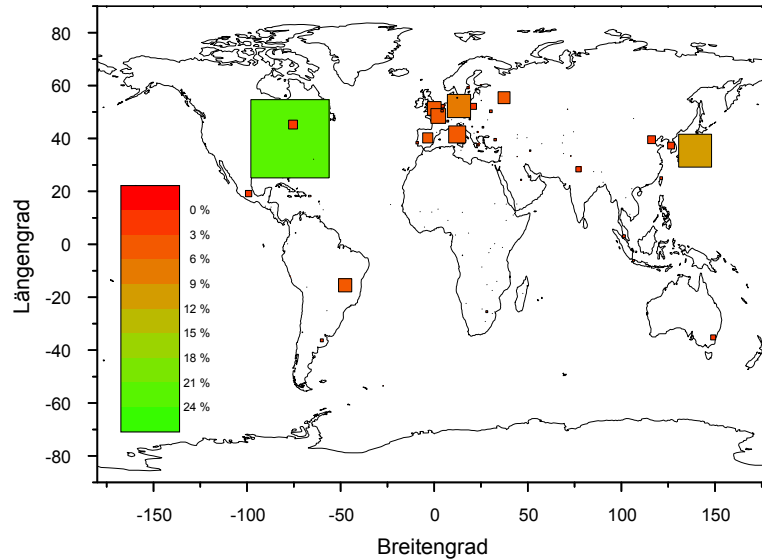


Abbildung 2.1.: Farb- und größencodierte prozentuale Verteilung der im Jahr 2006 weltweit zugelassenen PKW. Datengrundlage basierend auf Kahn u. Milan [2010].

er besitzt ähnliche thermophysikalische Eigenschaften wie R-134a, was die notwendigen Komponentenänderungen bei einem Wechsel des Arbeitsmediums von R-134a zu R-1234yf minimiert und ihn zu einer sogenannten Drop-In-Lösung macht [Calm 2008]. Es hat zuvor keine Anwendung gefunden, da es als moderat entflammbar gilt, wobei die Entflammbarkeit deutlich geringer ist als die von R-152a und R-32 [Nielsen u. a. 2007]. Das ODP ist aufgrund nicht vorhandener Chlor Atome gleich Null, das auf 100 Jahre bezogenen GWP ist 4 [Nielsen u. a. 2007]. Die Leistung in Pulldown-Versuchen ist zu R-134a vergleichbar, der Hochdruck kann verglichen mit R-134a bis zu 5% höher liegen. Kälteleistung und COP betragen für eine Mehrzahl von Fahrzeugen und Umgebungsbedingungen 95 % der von R-134a [Ikegami u. a. 2008].

Sollten sich die internationalen Automobilhersteller für die Drop-In Variante R-1234yf entscheiden, impliziert das die Möglichkeit einer weiteren Verwendung von R-134a in weiten Teilen der Welt. Das *Improved Mobile Airconditioning* Forschungsprogramm der Society of Automotive Engineers hat gezeigt, dass es möglich ist, den Coefficient of Performance (COP) eines konventionellen R-134a Systems um bis zu 30% zu verbessern.

Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich die vorgelegte Arbeit mit den Möglichkeiten einer Steigerung der Energieeffizienz von automobilen Kompressions-Kältekreisläufen mit den Arbeitsmitteln R-134a und somit auch der Drop-In-Variante R-1234yf, wobei sich Teile der Ergebnisse auch auf alternative, natürliche Kältemittel wie z.B. R-744 und R-290 übertragen lassen.

2.1.2. R-134a-Kreislauf-Verschaltungen

Beim automobilen Kompressions-Kältekreislauf handelt es sich um einen Kaltdampfprozess. Der idealisierte Kaltdampfprozess besteht nach Weigand u. a. [2008] aus folgenden Zustandsänderungen: In der Zustandsänderung von 1 nach 2 wird überhitzter Kältemittel-Dampf vom Verdichter angesaugt und adiabat isentrop von p_{ND} auf p_{HD} verdichtet. Nach dem Verdichter wird das Kältemittel zuerst in einer isobaren Abkühlung (Enthitzung) von 2 nach 3 bis zur Taulinie abgekühlt

und anschließend im selben Wärmeübertrager, dem Verflüssiger, in der ebenfalls isobaren Zustandsänderung von 3 nach 4 vollständig verflüssigt. Dieser folgt die isobare Unterkühlung der Flüssigkeit von 4 nach 5. In dem nach dem Verflüssiger angeordneten Expansionsventil (Drossel) wird die Kältemittelflüssigkeit bei entsprechender Druckreduzierung ins Nassdampfgebiet hinein von 5 auf 6 gedrosselt. Im Verdampfer erfolgt nun die vollständige isobare Verdampfung des Flüssigkeitsanteils $(1 - x)$ von 6 auf 7 mit einer anschließenden ebenfalls isobaren Überhitzung von 7 auf 1, womit sich der Kreis schließt.

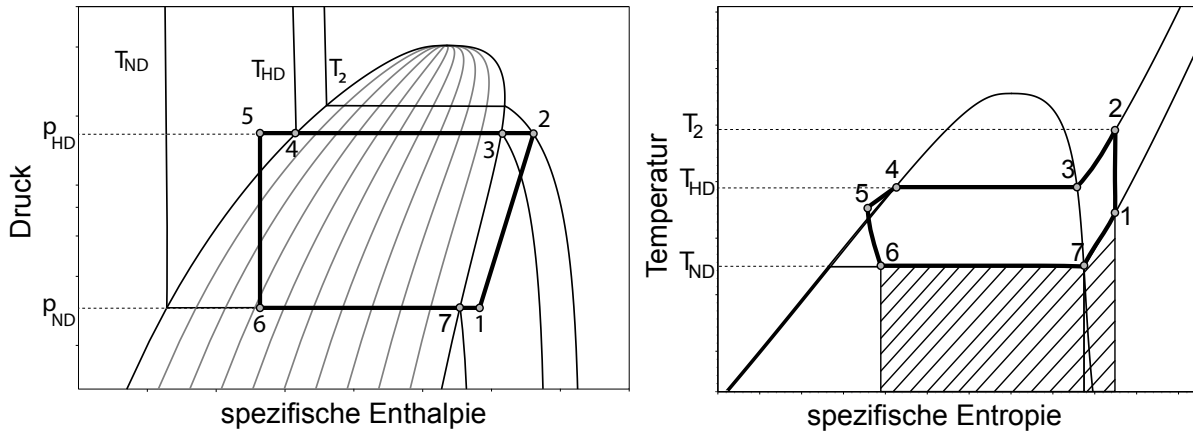


Abbildung 2.2.: R-134a Kaltdampfprozess in p,h - und T,s -Diagramm.

Bedingt durch die (irreversible) Drosselung ist auch der idealisierte Kaltdampfprozess irreversibel. Damit hängt die Leistungszahl ε von dem verwendeten Kältemittel ab, was bei reversiblen Kreisprozessen nicht der Fall ist. Die Kälteleistungszahl, auch als Coefficient of Performance (COP) bezeichnet, ist definiert als:

$$\varepsilon = COP = \frac{q_0}{|q| - q_0} = \frac{q_0}{w_t} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

Die Kälteleistung ergibt sich mit dem umgewälzten Kältemittelmassenstrom zu

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (2.2)$$

In PKW kommen heute im Wesentlichen zwei Verschaltungskonzepte des Kaltdampfprozesses zum Einsatz: solche mit thermostatischem Expansionsventil und solche mit einem Kapillarrohr als Expansionsorgan. Die Kreislaufverschaltungen sind in Abbildung 2.3 dargestellt.

R-134a-Kreislauf mit thermostatischem Expansionsventil

In automobilen Kreisläufen mit thermostatischem Expansionsventil (TXV) erfolgt die Regelung des Ventilquerschnitts selbsttätig als Funktion der Temperatur des aus dem Verdampfer austretenden Kältemittels. Ziel ist es, eine im Idealfall konstante Überhitzung einzuregeln [Aguilar u. a. 2006].

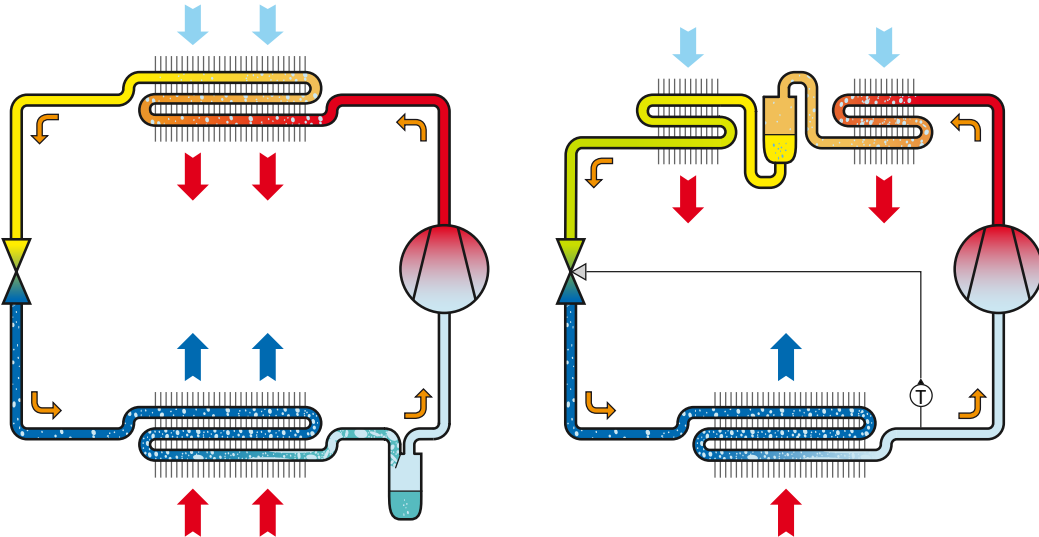


Abbildung 2.3.: *Derzeit gängige Verschaltungen automobiler R-134a-Kältekreisläufe. Links: Kältekreislauf mit thermostatischem Expansionsventil, rechts: Kältekreislauf mit Kapillarrohr als Expansionsorgan.*

Im thermostatischen Expansionsventil fließt das aus dem Verdampfer strömende Kältemittel auf dem Weg zum Verdichter durch eine Rücklaufstelle im Ventilkörper, an der Kältemitteldruck und -temperatur durch die Steuerfüllung im so genannten Thermokopf gemessen werden. Mittels des R-134a Dampfdruckes und dem Druck der Membranfüllung stellt sich unter Berücksichtigung der Federkraft ein Kräftegleichgewicht ein, welches den Hub des eigentlichen Expansionsventils festlegt. Steigt die Temperatur des Kältemittels am Verdampferaustritt an, dehnt sich die Füllung im Thermokopf aus. Dadurch wird der Ventilsitzquerschnitt im Expansionsorgan vergrößert und der Kältemittelmassenstrom steigt an.

Durch das Einstellen einer Überhitzung wird die Bildung von Flüssigkeitströpfchen am Verdampferaustritt vermieden und es treten keine Flüssigkeitsschläge im Verdichter auf, die Geräusentwicklung und Lebensdauer negativ beeinflussen [Raiser 2005]. Bei Kältekreisläufen mit thermostatischem Expansionsventil ist der Sammler in den Verflüssiger integriert, beide Komponenten bilden den ISTK (Integrierten Sammler Trockener Kondensator). Dieser dient zum einen als Phasentrennscheider und zum anderen zur Speicherung von Kältemittel das unter Hochlastbedingungen benötigt wird (Nähere Details finden sich an späterer Stelle in diesem Kapitel 2.1.3.3).

R-134a-Kreislauf mit Kapillarrohr

Kältekreisläufe mit Kapillarrohr können nicht wie solche mit thermostatischem Expansionsventil eine konstante Überhitzung am Verdampferaustritt gewährleisten. Es kann daher zu Betriebszuständen kommen, in denen am Verdampferaustritt Flüssigkeitstropfen auftreten. Um einen Flüssigkeitsschlag im Verdichter zu verhindern, befindet sich daher stromabwärts des Verdampfers ein Niederdrucksammler. Im Gegensatz zum TXV handelt es sich beim Kapillarrohr um ein passives Element, in dem sich der betriebspunktabhängige Umschlagspunkt zwischen unterkühlter Flüssigkeit und Gas/Flüssigkeitgemisch je nach Betriebszustand verschiebt. Stromabwärts dieses Umschlagspunktes vergrößert sich der Druckverlust im Kapillarrohr deutlich. Je näher der Umschlagspunkt

am Austritt des Kapillarrohres liegt, umso größer der Kältemittelmassenstrom. Systeme mit Kapillarrohr haben aufgrund dieses Phänomenes über weite Bereiche von Umgebungsbedingungen einen selbstregelnden Charakter, der eine Unterkühlung garantiert (vergl. [Raiser 2005]).

Energetische Aspekte der Prozessführung

Wesentliche Anforderungen an die Prozessführung einer automobilen Klimaanlage sind nach Raiser [2005]:

- ♦ Hohe Kälteleistung
- ♦ Hohe Kälteleistungszahl
- ♦ Geringe Investitions- und Betriebskosten

In diesem Zusammenhang stellt sich das Problem, dass automobile Klimaanlage diesen Anforderungen unter einer Vielzahl von Randbedingungen genügen müssen. Auf diese wird in Kapitel 3 sowohl in Bezug auf das Gesamtsystem also auch insbesondere in Bezug auf den Verflüssiger eingegangen.

Als Mittel der energetischen Optimierung finden bei automobilen Klimaanlage mit dem Kältemittel CO_2 zumeist eine Hochdruckregelung und ein innerer Wärmeübertrager Anwendung, wobei diese sich bei einer Kombination gegenseitig beeinflussen (vergleiche Heyl [2003]). Interne Wärmeübertrager finden zusehens auch in R-134a Kreisläufen Anwendung, eine Hochdruckregelung aufgrund der rein unterkritischen Prozessführung nicht, da nach Kauf [1999] für diesen Fall der optimale Hochdruck dem Kondensationsdruck entspricht. Kapitel 4.2 zeigt, dass auch bei unterkritischer Prozessführung der Kondensationsdruck durch die Unterkühlung beeinflusst wird, wodurch sich mittelbar ein optimaler Hochdruck ergibt.

2.1.3. Komponenten automobiler Kältekreisläufe

Die wesentlichen Funktionen der einzelnen Kreislaukomponenten sowie deren derzeit übliche Bauformen werden im Folgenden kurz beschrieben, schwerpunktmäßig wird dabei auf automobile Verflüssiger eingegangen. Abbildung 2.4 zeigt schematisch einen R-134a-PKW-Kältekreislauf mit innerem Wärmeübertrager.

2.1.3.1. Verdichter

Der Verdichter komprimiert das gasförmige Kältemittel unter Zufuhr von Energie vom Saugdruck auf das Hochdruckniveau. Damit erfüllt der Verdichter zwei wesentliche Funktionen: Die Bereitstellung des gewünschten Hochdruckes sowie die Umwälzung des Kältemittels im Kreislauf [Shah 2009].

Im Wesentlichen finden in PKW Klimaanlage Hubkolbenverdichter (mit variablem und fixen Hub), Spiralverdichter und Rotationskompressoren Anwendung. Hubkolbenverdichter dominieren dabei mit einem Marktanteil von über 80%. Die Verdichter werden mechanisch über einen Riementrieb

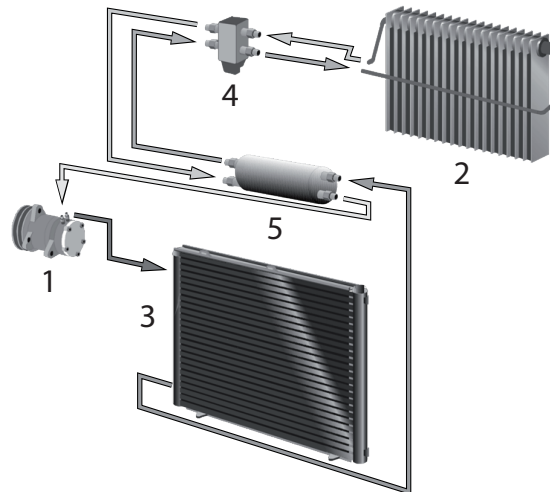


Abbildung 2.4.: *Schematischer Aufbau eines PKW-Kältekreislaufes. 1: Verdichter, 2: Verdampfer, 3: Verflüssiger, 4: Thermostatisches Expansionsventil, 5: Interner Wärmeübertrager [Kossel u. a. 2009].*

von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angetrieben. Die Regelung des geförderten Massenstroms variiert zwischen den einzelnen Generationen von Hubkolbenverdichter. Zu Beginn der Fahrzeugklimatisierung wurden Kältemittelverdichter mit fixem Hub nach dem Prinzip der Axialkolbenmaschine (Taumelscheibe oder Schwenkscheibe) eingesetzt. Diese waren mit einer Magnetkupplung ausgerüstet, welche abhängig von der Luftaustrittstemperatur aus dem Verdampfer geschlossen oder geöffnet wurde. Dieser Taktbetrieb war für den Fahrzeuginsassen über die Schwankungen im Drehmomentenbedarf des Verdichters und der Luftaustrittstemperatur feststellbar, was zu Komforteinschränkungen führte. Die nachfolgende und heute noch eingesetzte Verdichtergeneration besitzt eine intern geregelte Hubverstellung und eine Magnetkupplung. Durch die Hubverstellung kann der Kältemittelmassenstrom dem Kälteleistungsbedarf stufenlos angepasst werden. Bei diesen intern geregelten Verdichtern wird über ein selbsttätig arbeitendes Regelventil im Kompressor der Kolbenhub so geregelt, dass ein konstanter Saugdruck realisiert wird Raiser [2005]. Eine Weiterentwicklung des intern geregelten Verdichters ist der extern geregelte Verdichter. Dabei wird das intern selbsttätig arbeitende Regelventil durch ein extern ansteuerbares Regelventil ersetzt. Damit kann ein Absinken des Verdampfungsdruckes unter Schwachlastbedingungen verhindert werden, sowie die Kälteleistung und auch die Antriebsleistung reduziert werden, was eine Kraftstoffeinsparung bedeutet. In der näheren Vergangenheit wurden kupplungslose Verdichter entwickelt, die mittels eines zusätzlichen Regelventils die Ansaugkammer verschließen können [Kishibushi u. a. 1999, Köhler u. a. 2010].

2.1.3.2. Verdampfer

Der Verdampfer ist im Klimagerät angeordnet (vgl. 2.5), welches in das Armaturenbrett in der Fahr-gastzelle integriert ist. Seine Aufgabe besteht in der Abkühlung und Entfeuchtung der eintretenden Außen- wie Umluft. Unterschreitet die Wandtemperatur des Wärmeübertragers die Taupunkttemperatur der Luft, so fällt Kondensat im Verdampfer an. Das Kondensat wird vom Verdampfer gespeichert respektive abgeleitet [Böttcher 2006]. Die aus dem Verdampfer austretende abgekühlte

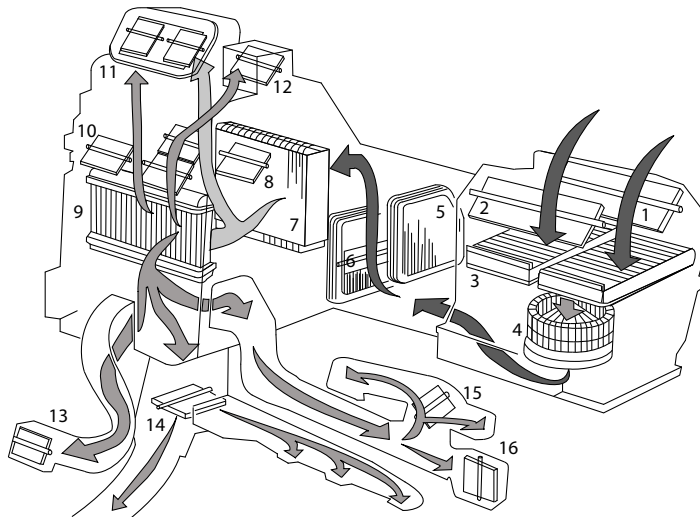


Abbildung 2.5.: PKW-Klimagerät (1: Frischluftklappe, 2: Umluftklappe, 3: Staubfilter, 4: Gebläse, 5: Aktivkohlefilter, 6: Abschöpfklappen, 7: Verdampfer, 8: Temperierklappen, 9: Heizungswärmeübertrager, 10: Temperierklappen, 11: Klappe Mitteldüse, 12: Klappe Defrosterdüse, 13: Klappe Fondraumdüse, 14: Klappe Fußraum, 15: Klappe Seiten- und Türdüsen, 16: Klappe Fondraumseitendüse) [Felder 2010].

und entfeuchtete Luft wird im Klimagerät anschließend optional über den Heizer (Erwärmung der Luft) oder direkt zu den Ausblasklappen (z.B. Fußraum, Mittel-, Seiten- und Defrosterdüsen) geführt.

In heutigen Fahrzeugen werden überwiegend Flachrohrverdampfer eingesetzt. Diese bieten die Vorteile einer hohen volumenspezifischen Kälteleistung und der Flexibilität in Bezug auf die kältemittelseitige Strömungsführung. In ihnen werden Luft und Kältemittel im Kreuzgegenstrom geführt, wobei das Kältemittel in senkrecht stehenden Flachrohren strömt, zwischen denen sich gelouverte Lamellen befinden.

2.1.3.3. Verflüssiger

Entsprechend der Begriffsbestimmung in der deutschen Übersetzung der Norm DIN EN 378-1 [2008] wird in dieser Arbeit der Kondensator bei Kälteanlagen als Verflüssiger bezeichnet, um eine sprachliche Abgrenzung zum elektrischen Kondensator zu schaffen.

Die Massenproduktion mobiler Klimaanlage-Systeme begann 1954 bei der „Harrison Radiator Division“ des General Motors Konzerns, heute Delphi Thermal Interior Systems. Bei den ersten in PKW-Klimaanlagen verbauten Verflüssigern durchströmte das heiße Kältemittel den Kondensationsbereich in Rundrohren. Zur Verbesserung des luftseitigen Wärmeübergangs waren zwischen den Rundrohrprofilen glatte Lamellen angebracht, die 1956 durch wellige Lamellen mit einer größeren spezifischen Oberfläche ersetzt wurden [Abraham u. a. 2006]. In der Fertigung werden die Rohre bei diesem Wärmeübertrager Typ mechanisch aufgeweitet und dadurch die Lamellen fixiert. Dies ist kostengünstig, da kein Lötens notwendig ist.

Aufgrund nicht ausreichender Rückkühlleistung dieses Typs folgte die Entwicklung der nächsten Verflüssigergeneration, dem Serpentinwärmeübertrager. Der Serpentinwärmeübertrager, der Ende der 1950er Jahre auf den Markt kam, sich aber erst in den 1970er und 1980er Jahren etablierte und zum Standardbauteil in konventionellen PKW-Klimaanlagen avancierte, erfordert löten. Bei dieser Verflüssigerbauart strömt das Kältemittel serpentinartig durch flache, extrudierte Rohre mit äußeren Abmessungen, die mit denen von Lamellenrohrbündelwärmeübertragern vergleichbar sind. Zwischen den Rohrprofilen sind 400 - 800 Lamellen pro Meter mit einer Höhe von 15 mm angebracht [Shah 2003].

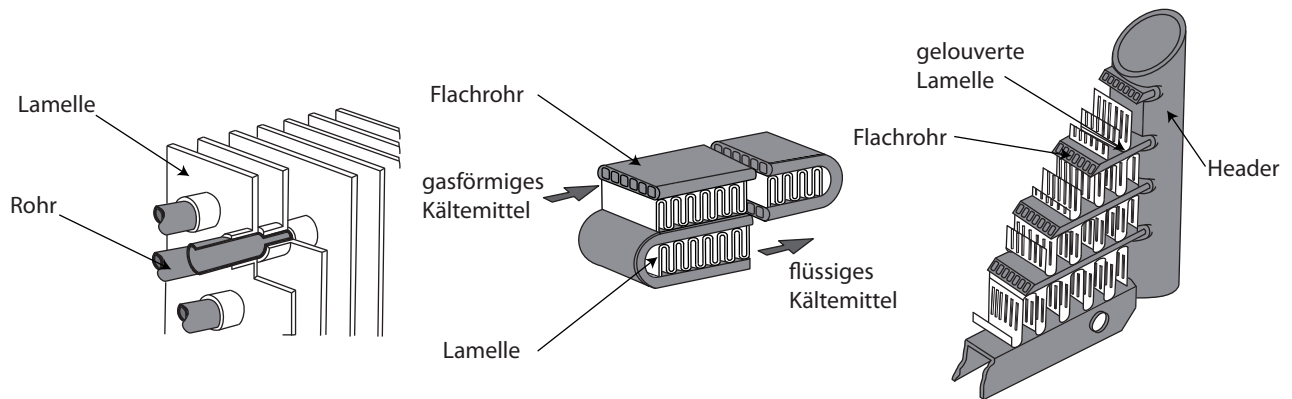


Abbildung 2.6.: Verflüssigerbauarten. 1: Lamellenrohrbündelwärmeübertrager, 2: Serpentinwärmeübertrager, 3: Mehrpassverflüssiger (in Anlehnung an Daly [2007])

Infolge der Umstellung des Kältemittels von R-12 auf R-134a wurden zu Beginn der 1990er Jahre erstmals Verflüssiger mit mehreren Pässen präsentiert [Nagasaka 1993b]. Bei dieser Bauart strömt das Kältemittel durch parallel liegende Rohrbündel und mündet in einzelne oder doppelte Kondensatorenheader. Wesentliche Innovationen der 1990er Jahre waren eine kompaktere Bauweise (Verringerung der Flachrohrdicke, kürzere Lamellen, geringere Wärmeübertragertiefe). Abbildung 2.6 zeigt schematische Detailansichten der drei zuvor diskutierten Wärmeübertragerkonzepte.

Bei Fahrzeugklimaanlagen, deren Kältekreislauf mit einem thermostatischen Expansionsventil ausgestattet ist, wird ein Hochdrucksammler benötigt. Aufgrund der Forderung nach einer hohen bau-raumspezifischen Leistung und niedrigen Fertigungskosten haben sich gelötete Flachrohr-Verflüssiger durchgesetzt. Diese stellen eine Funktionsintegration von Verflüssiger, Sammler und Trockner dar und werden im englischen Sprachgebrauch als „Integrated Receiver Dryer Condensers“ (IRDC) bezeichnet.

Aufgrund der Integration dreier Hauptfunktionen in einer Komponente muss die integrierte Komponente einen optimalen Kompromiss zwischen den Anforderungen an jede der drei Teilkomponenten Verflüssiger, Sammler und Trockner darstellen. Anforderungen an den Hochdrucksammler sind dabei die Vorhaltung von Reservekältemittel für unterschiedliche Lastbedingungen und eine gute Abscheidefunktion, die zu rein flüssigem Kältemittel am Sammleraustritt führt. Anforderung an den Trockner ist Entfernung von Feuchtigkeit aus dem Kältekreislauf zur Verhinderung von Eisbildung

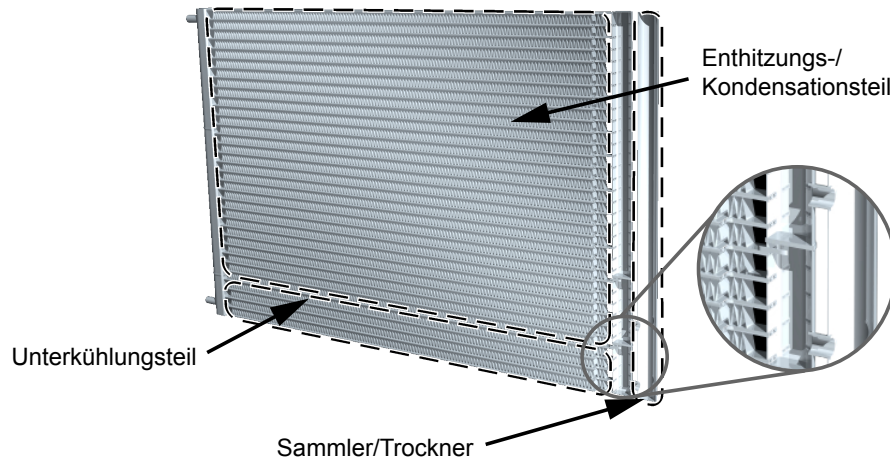


Abbildung 2.7.: *Integrierter Sammler, Trockner, Verflüssiger (Im englischen Sprachraum als IRDC (Integrated Receiver Dryer Condenser) bezeichnet. Die Detailansicht zeigt die Verbindung zwischen Header und dem integrierten Sammler.*

im Ventil sowie Korrosion der metallischen Oberflächen im Kältekreislauf. Anforderungen an den Verflüssiger ist neben der Kondensation eine Abkühlung des Kältemittels nahe der Außenlufttemperatur unter allen relevanten Umgebungsbedingungen.

Bei den ersten Modellen des IRDC wurde jeder Verflüssigerpass zur Verflüssigung genutzt und das gesättigte, flüssige Kältemittel ohne Unterkühlung vom Verflüssiger zum Expansionsventil respektive dem nachgeschalteten Sammler geleitet. Bei der dortigen Entspannung des Kältemittels auf ein niedrigeres Druckniveau wird das Nassdampfgebiet erreicht und ein Gas-, Flüssigkeitsgemisch bildet sich aus. Dabei trägt das gasförmige Kältemittel nicht weiter zur Kälteleistung im Verdampfer bei, weshalb der IRDC um einen integrierten Unterkühlungspass erweitert wurde. Die Anzahl der Flachrohre je Pass nimmt zumeist mit jedem Pass ab, um trotz steigender Dichte eine gleichbleibende Strömungsgeschwindigkeit und damit einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten zu realisieren [Abraham u. a. 2006].

Je nach Lage der Anschlüsse haben heutige Verflüssiger zumeist einen Kondensationsbereich, der aus 3 - 5 Pässen besteht, und einen Unterkühlungsbereich, der aus zumeist einem Pass besteht. Dabei ist nicht festgelegt, ob der Unterkühlungsbereich sich unterhalb, oberhalb oder mittig zwischen zwei parallelen Kondensationsbereichen befindet. Verflüssiger mit einem Unterkühlungspass oberhalb der Enthitzungs- und Kondensationspässe (z.B. Nobuta u. a. [1999]) versuchen die negativen Auswirkungen von Luftrezirkulationen auf die Verflüssigerleistung im Leerlaufbetrieb zu minimieren [Nobuta u. a. 1999] (näheres siehe Kapitel 3.4.1).

Das Druck-Enthalpie-Diagramm in Abbildung 2.8 verdeutlicht das Funktionsprinzip eines IRDC. Das Kältemittel wird durch den integrierten Unterkühlungsteil des Verflüssigers stärker unterkühlt als in einem konventionellen Verflüssiger, wodurch der Eintrittsdampfgehalt in den Verdampfer sinkt und damit die nutzbare Enthalpiedifferenz steigt. Damit kann die gleiche Kälteleistung bei einem niedrigeren Kältemittelmassenstrom realisiert werden. Letzteres wirkt sich positiv auf die zu leistende Verdichterarbeit aus. Dieser Effekt wird zum Teil durch die kleinere Wärmeübertragerfläche,

die für die Kondensation zur Verfügung steht, kompensiert, was zu einem Anstieg des Kondensationsdruckes führt. Ishikawa u. a. [2004] bezifferten die Energieeinsparung durch Verwendung eines IRDC verglichen mit einem reinen Mehrpassverflüssiger auf 10% bei gleicher Kälteleistung.

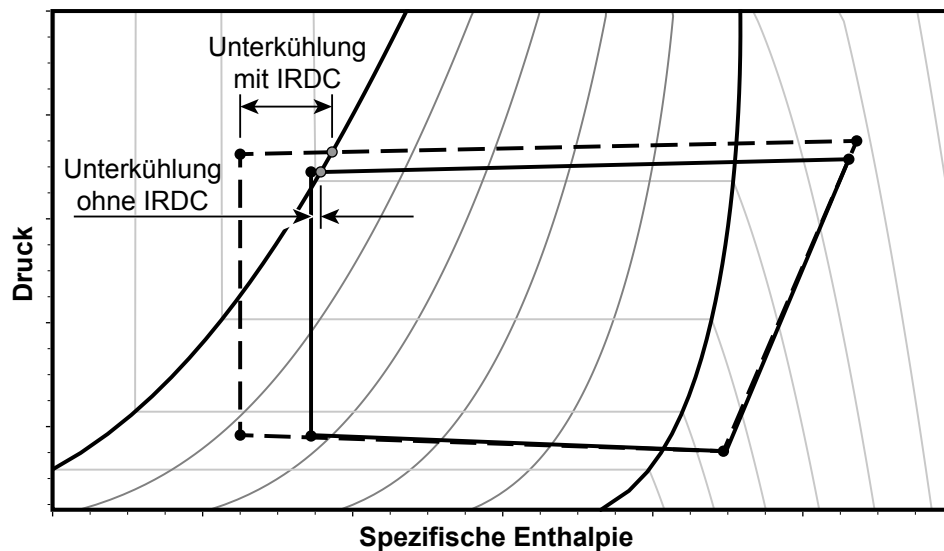


Abbildung 2.8.: *Automobiler Kältekreislauf mit und ohne IRDC (Integrated Receiver Drier Condenser.)*

Aufgrund der Integration mehrerer Funktionen in einer Komponente hängt das Betriebsverhalten der Gesamtkomponente von einer Vielzahl von Parametern ab [Abraham u. a. 2006, Yamanaka u. a. 1997]. Ausgewählte Einflussfaktoren werden im Kapitel 2.2 näher diskutiert sowie im experimentellen Teil dieser Arbeit (Kapitel 2.3) untersucht.

2.1.3.4. Sammler

Hochdrucksammler

Bis Mitte der 1980er Jahre wurden Verflüssiger und hochdruckseitiger Kältemittelsammler als separate Komponenten im Kältekreislauf realisiert [Shah 2003]. Da das Platzangebot im Motorraum eines Fahrzeugs auch damals schon beschränkt war, wurden zur Platz- und Materialersparnis Vorrichtungen entworfen und konstruiert, in denen der Kältemittelsammler, das Trocknungsmittel sowie auch das Expansionsventil gemeinsam untergebracht werden konnten [Tomasov 1988]. Mit der Einführung des IRDC in den 1990er Jahren wurde der Kältemittelsammler in einem der Header des Verflüssigers untergebracht und mit dem Kältemittelaustritt des letzten Kondensationspasses verbunden. Bis dato hatte der Sammler im wesentlichen die Aufgabe, flüssiges Kältemittel für unterschiedliche Lastbedingungen zu speichern und Leckagen auszugleichen. Im Hinblick auf eine höhere Effizienz wurde die Abscheidefunktion des Kältemittelsammlers in den folgenden Jahren weiterentwickelt um ausschließlich flüssiges Kältemittel am Austritt bereitzustellen und damit einen reinen Unterkühlungspass zu schaffen.

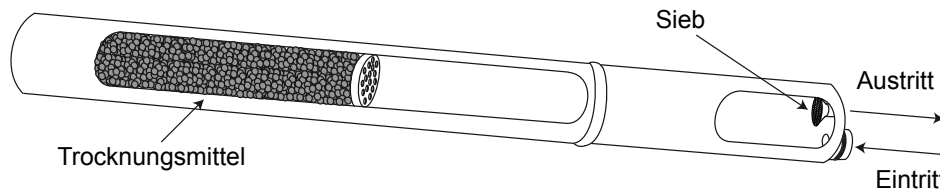


Abbildung 2.9.: *Integrierter Hochdrucksammler (Einbaulage senkrecht).*

Abbildung 2.9 zeigt schematisch einen exemplarischen Hochdrucksammler, wie er in IRDC integriert wird. Aufgrund der höheren Dichte und der Gravitationskraft sammelt sich die flüssige Phase im unteren Bereich des Sammlers. Zusätzlich zu dem Trocknungsmittel besitzt der Flüssigkeitssammler ein Sieb am Austritt. Dieses verhindert, dass Partikel aus dem Kältemittel in den Verflüssiger oder den Kältekreislauf gelangen können. Die Abscheideeffizienz des Sammlers hat, wie in Kapitel 2.3.3 gezeigt wird, Einfluss auf die Effizienz der Unterkühlungsstrecke und damit des Gesamtkreislaufes, daher gibt es eine Vielzahl patentierter konstruktiver Lösungen. Eine Übersicht bieten [Abraham u. a. 2006 bzw. Fischer 2010].

Niederdrucksammler

Niederdrucksammler finden, wie oben beschrieben, in Kältekreisläufen mit Kapillarrohr Anwendung. Sie stellen sicher, dass:

- ♦ ausschließlich gasförmiges Kältemittel in den Verdichter eintritt (Abscheidefunktion),
- ♦ Abrieb und andere mechanische Verunreinigungen nicht in den Verdichter gelangen (Filterfunktion),
- ♦ Feuchtigkeit mittels des enthaltenen Trockners gebunden wird, um eine Verstopfung des Expansionsorgans durch Eiskristalle, sowie Korrosion zu verhindern,
- ♦ unter unterschiedlichen Lastbedingungen ausreichend Kältemittel zur Verfügung steht und Leckagen ausgeglichen werden.

Abbildung 2.10 zeigt schematisch den Aufbau eines Niederdrucksammlers. Das Kältemittel strömt zweiphasig ein und trifft auf eine Abscheidevorrichtung, im dargestellten Fall eine Prallplatte, die eine Drallströmung erzeugt. Es findet eine Phasentrennung statt, wobei das flüssige Kältemittel um und teilweise durch das Trocknungsmittel strömt, in dem es auch gefiltert wird. Das gasförmige Kältemittel wird am oberen Ende des Sammlers durch ein J-förmiges Rohr abgesaugt, wobei durch die Ölbohrung im Sumpf des Sammlers dort befindliches Öl rezirkuliert wird. Da auch flüssiges Kältemittel durch die Ölbohrung angesaugt wird, wird die Abscheideeffizienz negativ beeinflusst [Strupp u. a. 2007b].

2.2. Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten von automobilen Verflüssigern

Die Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen im Allgemeinen und von IRDC im Speziellen lassen sich in luft- und kältemittelseitig bedingte Faktoren untergliedern. Kapitel 3.4 diskutiert die luftseitigen Randbedingungen unter Berücksichtigung

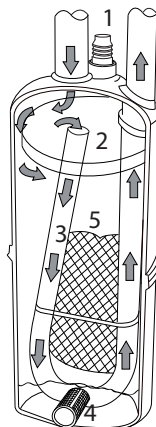


Abbildung 2.10.: *Niederdrucksammler in Anlehnung an Daly [2007]. 1: Anschluss Saugdrucksensor, 2: Prallplatte, 3: J-Rohr, 4: Ölbohrung, 5: Trocknerbeutel*

der Einbausituation im Fahrzeug sowie des Umgebungs- und Lastzustandes. Bezüglich der Kältemittelseite werden im Folgenden die Einflussfaktoren detaillierter betrachtet: Nichtkondensierbare Gase, Kältemittelfüllmenge und kältemittelseitige Verschaltung der Teilkomponenten.

2.2.1. Nichtkondensierbare Gase

Bei der Kondensation von Dampf aus einem Gas-Dampfgemisch treten neben dem Wärmeübergangswiderstand im Kondensatfilm zusätzlich ein Wärme- und ein Stoffübergangswiderstand in der Gasphase auf, die zu einer Verringerung der Kondensationsleistung führen [Fullarton u. Schlönder 1984]. In realen Kälteanlagen liegt das Arbeitsmittel allerdings nie als Reinstoff vor, es sind immer gasförmige Spuren anderer Stoffe vorhanden. Diese anderen Stoffe (z.B. Luft oder Wasser) können, anderes als das Kältemittel, nichtkondensierbar sein. Eine mögliche Quelle dieser Stoffe sind Verunreinigungen des Arbeitsmittels. So schreibt z.B. die Society of Automotive Engineers die Reinheit von in automobilen Kältekreisläufen zu verwendendem R-134a mit maximal 150 ppm an nichtkondensierbaren Gasen (bezogen auf das Gewicht) vor [SAE J2099 2003]. Zusätzlich diffundieren diese Gase auf Grund von Undichtigkeiten auch während des Betriebes in die geschlossene Anlage. Für den Fall der Kondensation eines Reinstoffes gibt es eine Vielzahl von experimentellen und analytischen Untersuchungen, sowohl für den Fall der erzwungenen als auch den Fall der freien Konvektion. Diese Untersuchungen haben detaillierten Aufschluss über die Eigenschaften des Wärmeübertragungsmechanismus geliefert. Auf der Basis dieser Messdaten sind Korrelationen entwickelt worden, die für unterschiedliche Geometrien, Strömungszustände und Arbeitsmedien die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ermöglichen. Kandlikar u. a. [2005] geben hierzu eine fundierte Übersicht. Für den Fall der Anwesenheit eines nichtkondensierbaren Gases in automobilen Klimaanlage gibt es keinerlei Untersuchungen. Aus Untersuchungen an Verflüssigern in der stationären Klimatisierung ist allerdings bekannt, dass schon kleinste Mengen nichtkondensierbarer Gase den Kondensationsprozess stark beeinflussen und ein Sicherheitsrisiko für die Anlage darstellen: Nach Christen [2010] führt die Anwesenheit von nur 1% Luft in Wasserdampf zu einer Reduktion der übertragenen Leistung auf die Hälfte. Es gibt daher eine Vielzahl von Untersuchungen, die theoretisch und experimentell den Einfluss nichtkondensierbare Gase auf Verflüssiger mit Wasserdampf als Arbeitsmittel beschreiben und entsprechende Korrelationen entwickeln, über die Maheshwari u. a. [2007] einen detaillierten Überblick gibt. Aufgrund der spezifischen Bauform von Verflüssigern

in der Kraftwerkstechnik beschäftigen sich diese Veröffentlichungen ausschließlich mit Rohrbündelwärmeübertragern. Folgende Auflistung spiegelt die wesentlichen Tendenzen und Wirkmechanismen nichtkondensierbarer Gase auf den Kondensationsprozess in Lamellenrohrbündelwärmeübertragern wieder:

Freie und erzwungene Konvektion

Der Einfluss nichtkondensierbarer Gase auf die erzwungene Konvektion ist weniger ausgeprägt als auf die freie Konvektion [Jensen 1988]. Bezogen auf die erzwungene Konvektion ist der Einfluss bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und hohen Konzentrationen nichtkondensierbarer Gase am größten (vergleiche Denny u. Jusionis [1972]).

Druckniveau

Großteile der experimentellen wie analytischen Untersuchungen beschäftigen sich mit Wasserdampf-Luft-Gemischen und damit mit niedrigen Absolutdrücken. Studien zu höheren Drücken haben gezeigt, dass der Einfluss des Partialdruckes des nichtkondensierbaren Gases hier einen größeren Einfluss auf den Dampfdruck hat als bei niedrigeren Drücken [Morgan u. Rush 1983, DeVuono u. Christensen 1984].

Überhitzung / Unterkühlung

Der Einfluss von Überhitzung und Unterkühlung ist in der Literatur nur selten beschrieben. Minkowyc u. Sparrow [1966] schließen aus Experimenten, dass der Einfluss für überhitzten und gesättigten Dampf identisch ist. Jensen [1988] zeigt basierend auf der gleichen Datenbasis, dass sich vor allem bei höheren Drücken der Wärmeübergangskoeffizient verglichen mit dem Reinstoff durch nichtkondensierbare Gase um bis zu 90% erhöhen kann. Letzteres zeigt, dass die physikalischen Vorgänge noch nicht abschließend verstanden sind.

Den physikalische Mechanismus des Einflusses nichtkondensierbarer Gase auf den Kondensationsprozess - soweit er bisher verstanden ist - zeigt Abbildung 2.11. In der Kernströmung sind Reinstoff und nichtkondensierbares Gas ideal gemischt. Der Reinstoff kondensiert an der Phasengrenzfläche, wodurch sich ein konvektiver Stoffstrom aus Reinstoff und nichtkondensierbarem Gas aus der Kernströmung hin zur Wand einstellt. Da das nichtkondensierbare Gas nicht in der Flüssigphase absorbiert wird, reichert es sich an der Phasengrenze an. Mit steigender Konzentration nimmt der diffusive Rücktransport des nichtkondensierbaren Gases in die Kernströmung zu. Die Anreicherung von nichtkondensierbarem Gas behindert Wärme- und Stoffübergang des Reinstoffes auf zwei Arten [Jensen 1988]:

- ♦ Um zur Phasengrenze zu gelangen muss der Dampf des Reinstoffes durch die Schicht aus nichtkondensierbarem Gas diffundieren - je geringer dabei der Diffusionskoeffizient ist, desto weniger Wärme wird übertragen.
- ♦ Eine Anreicherung von nichtkondensierbarem Gas an der Phasengrenze senkt lokal den Partialdruck des Reinstoffes, wodurch dessen Sättigungstemperatur und damit die treibende Temperaturdifferenz und abführbare Wärmemenge sinken.

Diese Mechanismen gelten in der beschriebenen Form für Rohrbündel- und Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager [American Society of Heating u. Engineers 2008], also solche, die nach heute üblichen Klassifizierungen als konventionelle Wärmeübertrager bezeichnet werden (hydraulischer

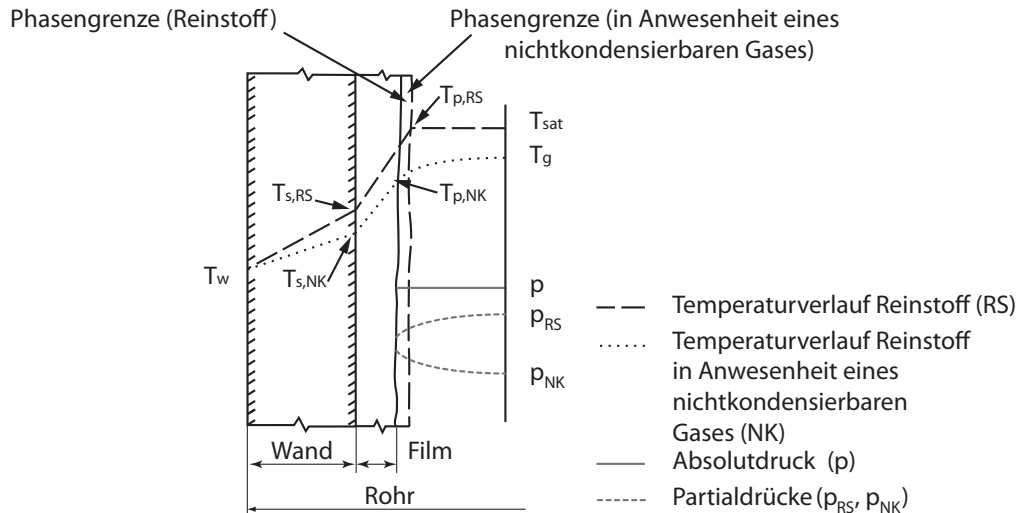


Abbildung 2.11.: Temperatur- und Partialdruckverläufe in der Grenzschicht einer Kondensation eines Reinstoffes in Anwesenheit eines nichtkondensierbaren Gases bei konstantem Absolutdruck (nach [Webb u. Wanniarachchi 1980]).

Durchmesser $d_h \geq 6\text{mm}$, vergleiche Bergles u. a. [2003]). Bezogen auf diese Wärmeübertrager gilt die Empfehlung, den Kältekreislauf vor dem Befüllen auf maximal 15mbar zu evakuieren um schwerwiegende Folgen wie eine erhöhte Leistungsaufnahme des Verdichters, eine geringere Kälteleistung und eine Hochdruckabschaltung zu vermeiden [Webasto 2000].

Untersuchungen zum Einfluss nichtkondensierbarer Gase auf Wärmeübertrager kleinerer hydraulischer Durchmesser sind in der Literatur rar. Ein Beispiel sind die Untersuchungen von Adams u. Ghiaasiaan [1999], die eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung unterkühlter Flüssigkeit in Anwesenheit nichtkondensierbarer Gase beschreiben. Darüber hinaus sind nach bestem Wissen des Autors dieser Arbeit ausschließlich Veröffentlichungen zum Einfluss auf Haushaltskühlschränke mit dem Arbeitsmittel R600a bekannt [Cecchinato u. a. 2004, Cecchinato u. a. 2005, Cecchinato u. a. 2007]. Diese argumentieren, dass aufgrund des vergleichsweise kleinen Innenvolumens des Kältekreislaufes der Einfluss nichtkondensierbarer Gase besonders ausgeprägt ist – eine Argumentation, die sich auf automobiler Kältekreisläufe mit Flachrohrwärmeübertrager übertragen lässt. Da keine Veröffentlichungen zum Einfluss von Fremdgasen auf automobiler Kältekreisläufe vorhanden sind, wurden im Rahmen dieser Arbeit experimentelle Untersuchungen durchgeführt, die in Kapitel 2.3.4 näher beschrieben werden.

2.2.2. Kältemittelfüllmenge

Die Kältemittelfüllmenge hat einen signifikanten Einfluss auf die Leistung von Kältekreisläufen. Farzad [1990] untersuchte den Einfluss der Kreislauf-Kältemittelfüllmenge auf die Jahresleistungszahl und konnte für ein System mit Kapillarrohr bei einer 20%-igen Unterfüllung einen Einbruch der Jahresarbeitszahl in der Größenordnung von 20% feststellen. Die Kenntnis der Verteilung des Kältemittels im Kreislauf ist dabei von zentraler Bedeutung, da sie eine Identifikation der Zielkomponenten für eine weitere energetische Optimierung erlaubt. Die Reduktion der Kältemittelfüllmenge hat dabei neben rein wirtschaftlichen auch Vorteilen auch Vorteile für die Umwelt. Das

Montreal-Protokoll 1987 hat die zerstörerische Wirkung einiger Kältemittel auf die Ozonschicht gezeigt und das Kyoto-Protokoll 1997 einen wesentlichen Beitrag vieler Kältemittel zum Treibhauseffekt dokumentiert.

Die Kältemittelfüllmenge der Einzelkomponenten hängt vom jeweiligen Innenvolumen, den thermophysikalischen Eigenschaften des Kältemittels sowie dem physikalischen Zustand ab. Bezogen auf die Komponenten des Kältekreislaufes ergeben sich drei Fälle:

1. Komponenten, die das Kältemittel einphasig enthalten (Rohre, Verdichter)
2. Komponenten, in den zwei getrennte Phasen vorliegen (Sammler)
3. Komponenten, die zweiphasiges Kältemittel enthalten (Wärmeübertrager)

Dabei sind insbesondere die Komponenten von Interesse, die zweiphasiges oder flüssiges Kältemittel enthalten, da dieses eine deutlich höhere Dichte aufweist. Damit ist die Untersuchung der Masse des IRDC in mehrfacher Hinsicht von Belang, zumal der Verflüssiger nach Zietlow u. Pedersen [1998] die größten Unsicherheiten in Bezug auf die eingelagerte Masse birgt. Untersuchungen zur Masse in einzelnen Kreislaukomponenten sind rar, da sie experimentell aufwendig und schwierig zu realisieren sind [Poggi u. a. 2008]. Die veröffentlichten Untersuchungen lassen sich in zwei Kategorien unterteilen, solche die mit schnell schließenden Ventilen arbeiten und solche, die Komponenten während des Betriebes wiegen:

Schnell schließende Ventile

Stromauf- und -abwärts der zu untersuchenden Komponente werden schnell schließende Ventile eingebaut. Hat sich der gewünschte stationäre Betriebszustand eingestellt, werden die Ventile gleichzeitig geschlossen. Das in der Komponente enthaltene Kältemittel wird in ein Sammlergefäß expandiert, das mit der jeweiligen Komponente über ein Ventil verbunden ist. Dieser Sammler wird dann entweder ausgebaut und gewogen oder bei einphasig gefülltem Sammler aus Druck und Temperatur nach dem Expansionsprozess im Sammler auf die Masse geschlossen. Die Methodik ist ausschließlich für stationäre Untersuchungen anwendbar und zeitintensiv. Für Parametervariationen, wie die Ein- und Auslagerung von Kältemittel aus Wärmeübertrager (vergleiche [Tanaka u. a. 1982, Milroy u. Didion 1985]), ist das Einstellen immer wieder exakt identischer Ausgangsbedingungen notwendig. Diese Technik wurde von Zietlow u. Pedersen [1998] sowie Marinhas [2004] zur Bestimmung von Kältemittelfüllmengen in Flachrohrverflüssigern genutzt.

Online-Wiegung

Im Falle der Online-Wiegung wird die zu untersuchende Komponente während des Betriebes auf eine Waage gestellt. Diese Methodik hat den Vorteil, dass sie auch transiente Messungen zulässt und kein Öffnen des Kältekreislaufes erfordert. Negativ ist, dass dieses Messverfahren deutlich sensibler auf Störungen wie Schwingungen oder Kräfte reagiert, die sich durch sich ändernde Kältemittelmassenströme ergeben. Diese Methodik wurde von Kuijpers u. a. [1987] und Kuijpers u. a. [1988] genutzt, um für Verdampfer und Verflüssiger Untersuchungen zum Kältemittelschlupf durchzuführen.

In Kapitel 2.3.2 wird eine Wiegeeinrichtung für Verflüssiger vorgestellt, die eine Online-Wiegung ermöglicht. Diese erlaubt die Bestimmung der Gesamtmasse der integrierten Komponente. Die Gesamtfüllmenge sowie die Verteilung innerhalb des IRDC beeinflusst entscheidend dessen Betriebs-

verhalten sowie das des Gesamtkreislaufs [Shah 2003]. Bei einer Unterfüllung der Anlage bildet sich im integrierten Sammler kein Füllstand aus, in der Unterkühlungsstrecke wird teilweise noch Kältemittel kondensiert. Ist mehr Kältemittel vorhanden, ändern sich die Flächen, in denen Kondensation und Unterkühlung stattfinden nicht, die Kältemittelin- und ausspeicherung erfolgt vollständig in den Sammler. Bei einer Überfüllung des Kreislaufs ist die Speicherkapazität des Sammlers erschöpft, weiteres Kältemittel wird im Kondensationsteil eingelagert und führt zu einer Flutung des Verflüssigers. Zur Bestimmung der Massenverteilung zwischen Sammler auf der einen und Verflüssiger auf der anderen Seite wurde eine Glassammlerkonstruktion entwickelt, die die optische Bestimmung des Füllstandes im Sammler erlaubt. Diese Methodik, sowie damit gewonnene Ergebnisse sind in Kapitel 2.3.3 beschrieben.

2.2.3. Kältemittelseitige Verschaltung

Das Flächenverhältnis von Verflüssigungs- und Unterkühlungsteil des IRDC beeinflusst die erzielbare Kälteleistung sowie die Energieeffizienz automobiler Klimaanlage. Yamanaka u. a. [1993] haben in ihrem Patent dargestellt, dass das optimale Flächenverhältnis je nach Umgebungs- und Lastzustand der Klimaanlage zwischen 6,6 und 5 liegt (Kondensations- zu Unterkühlungsteil), vergleiche hierzu Abbildung 2.12. Dargestellt sind links die prozentuale Änderung der Kälteleistung als Funk-

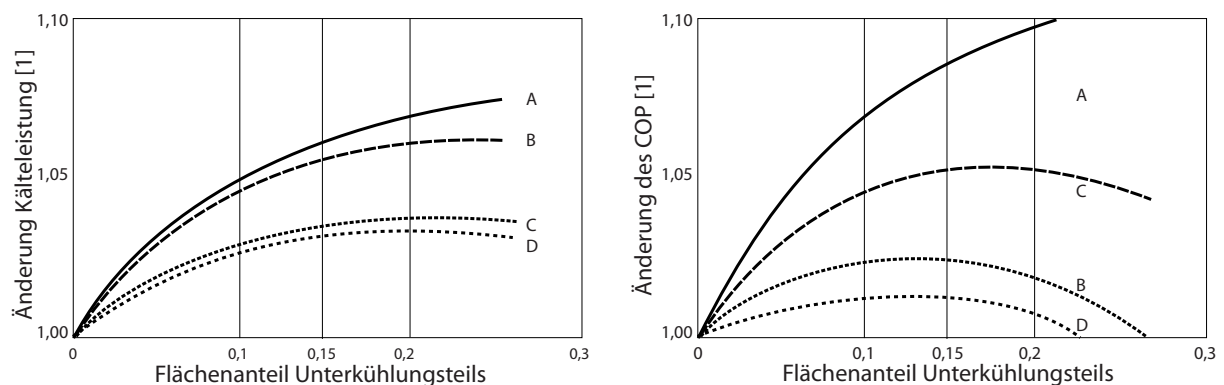


Abbildung 2.12.: *Einfluss Flächenverhältnis Kondensations- zu Unterkühlungsteil auf Kälteleistung und COP bei unterschiedlichen Lastbedingungen nach Yamanaka u. a. [1997]. A: 40°C, 2000 rpm; B: 35°C, 600 rpm; C: 35°C Umgebung, 27°C Verdampfer 1800 rpm; D: 25°C 600 rpm.*

tion einer Änderung des Flächenverhältnisses von Verflüssigungs- zu Unterkühlungsteil und rechts die Änderung des COP als Funktion einer Änderung des Flächenverhältnisses von Verflüssigungs- zu Unterkühlungsteil.

Die Ergebnisse von Yamanaka u. a. [1997] zeigen, dass je nach Lastzustand ein optimales Flächenverhältnis zwischen Verflüssigungs- und Kondensationsteil existiert. Dieses Optimum ist für den Fall der Leerlaufklimatisierung (Fall B und D in Abbildung 2.12) besonders ausgeprägt. Die Ergebnisse von Yamanaka u. a. [1997] basieren allerdings ausschließlich auf Rechnungen, die unter der Annahme einer idealen luftseitigen Anströmung durchgeführt wurden. Dem zur Folge ist davon

auszugehen, dass das Optimum bei einer im PKW eingebauten Anlage oft nicht erreicht wird, da die Rezirkulation heißer Luft aus dem Motorraum eine Unterkühlung des Kältemittels verhindert (vergleiche Kapitel 3.4.1). Unabhängig davon zeigen die Ergebnisse von Yang u. a. [2003], dass ein variables Flächenverhältnis zwischen Verflüssigungs- und Unterkühlungsteil eine ideale Lösung darstellen würde. Kapitel 4.2 stellt einen solchen Lösungsansatz vor und diskutiert die sich daraus ergebenden energetischen Vorteile.

2.3. Experimentelle Untersuchungen

In Kapitel 2.2 wurden Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten automobiler Verflüssiger diskutiert und deren Untersuchungsbedarf identifiziert. Hiervon ausgehend werden im experimentellen Teil dieser Arbeit eine automobile Klimaanlage aufgebaut und die beschriebenen Einflussfaktoren untersucht. Der Kältekreislauf besteht aus Standardkomponenten automobiler Klimaanlagen. Die Komponenten Verflüssiger, Verdampfer und Verdichter entsprechen Serienkomponenten, statt des thermostatischen Expansionsventils kommen drei parallel geschaltete Ventile zum Einsatz. Die experimentellen Untersuchungen dienen einerseits als Beleg für die Relevanz der zuvor diskutierten Einflussfaktoren, zum anderen werden sie zur Überprüfung und Kalibrierung der in Kapitel 5 vorgestellten Modellierungsansätze eingesetzt. Im Folgenden wird zunächst der Aufbau der Versuchsanlage in Form eines Rohrleitungs- und Instrumentenfließbildes vorgestellt. Anschließend wird auf die verwendeten Komponenten eingegangen.

2.3.1. Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild

Abbildung 2.13 zeigt das nach DIN EN 1861:1998-07 [1998] erstellte Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der Versuchsanlage. Die Versuchsanlage ist in einer Box in Box Klimakammer eingebaut, wobei die innere Box auch für kalorimetrische Messungen genutzt werden kann. Die Lufttemperatur der inneren wie äußeren Kammer können unabhängig voneinander auf Werte zwischen -20°C und 50°C geregelt werden, um Fahrgastzellen- bzw. Außenlufttemperaturen verschiedener Rand- und Lastbedingungen nachzubilden. Alle Komponenten, die im Fahrzeug Teil des HVAC-Moduls sind (vergleiche Abbildung 2.5), sind in der inneren Kalorimeterkammer untergebracht, die Komponenten, die im Fahrzeug im Motorraum untergebracht sind, befinden sich in der Außenkammer. Eine Übersicht über die verbauten Komponenten findet sich in Anhang F.1. Wärme wird der äußeren Kammer über die Abwärme der Versuchsanlage selbst und bei Bedarf zusätzlich über einen elektrischen Heizer zugeführt. Die Regelung der Temperatur in der äußeren Kammer erfolgt über die durch drehzahlvariable Lüfter geregelte Wärmeabgabe an Wärmeübertrager, die über einen Kaltwassersatz gekühlt werden. Die Temperatur der Kalorimeterkammer wird über geregelte Heizer sowie ein Kälteaggregat eingestellt. Im stationären Betriebsfall lässt sich aus der elektrischen Heizleistung zuzüglich des Wärmestroms von der äußeren Kammer durch die Wände der Kalorimeterkammer die Kälteleistung der Versuchsanlage bestimmen [Lemke 2005].

Messdatenerfassungsanlage

Die Messdatenerfassung der kältemittelseitigen Temperaturen, Drücke, Massenströme und Konzentrationen wird mit einer Messwerterfassungsanlage des Typs Field-Point der Firma National Instruments durchgeführt. Verwendet werden analoge Module mit je acht Kanälen zur Spannungs- und Strommessung (FP-AI-110) sowie zur Temperaturmessung (FP-TC-120). Das Auslesen der Messwerte erfolgt mit einer Abtastrate von 1 Hz. Durch die eingesetzte 50 Hz-Filterung zur Unterdrückung von Netzstörungen wird die Aktualisierung der Temperaturmesswerte im Messmodul nach Herstellerangabe alle 1.13 s, die der Strom- und Spannungssignale alle 1.47 s durchgeführt. Die einzelnen Kanäle eines Moduls werden dabei quasi zeitgleich erfasst. Die luftseitigen Temperaturen, Drücke und Geschwindigkeiten werden mit einer Messdatenerfassungsanlage des Typs SCXI der Firma National Instruments durchgeführt. Dabei werden sechs Messmodule des Typs SCXI-1102 mit Anschlusseinheiten SCXI-1303 verwendet.

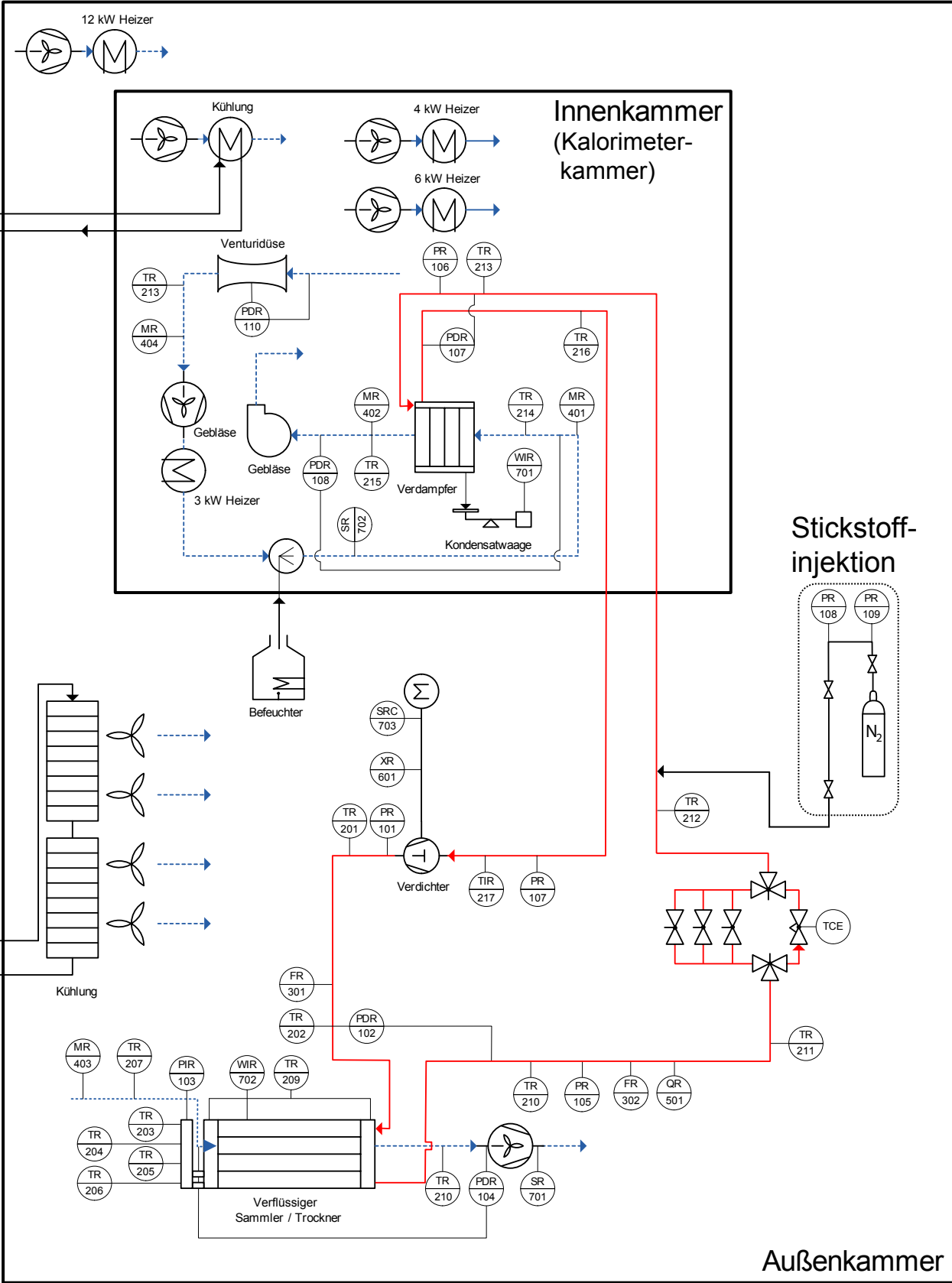


Abbildung 2.13.: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild des Prüfstandsaufbaus nach DIN EN 1861:1998-07 [1998].

Druckmessung

Für die Druckmessung an den neun Messstellen nach Abbildung 2.13 werden Sensoren der Firma WIKA eingesetzt (Fa. WIKA, Typ S-10). Die Druckmessung beruht bei diesen auf der Widerstandsänderung von Metall-Dünnschicht-Dehnungsmessstreifen. Die bis 25 bar Relativdruck einsetzbaren Drucksensoren der Hochdruckseite haben einen Messfehler von $\pm 0,0625$ bar. Die Sensoren der Niederdruckseite haben einen Messbereich bis 10 bar bei einem Messfehler von $\pm 0,025$ bar.

Temperaturmessung

Die Temperaturmessung erfolgt über Typ-K Mantelthermoelemente. Da Thermoelemente lediglich eine zur Temperaturdifferenz zwischen beiden Enden proportionale Spannung erzeugen, ist zur Bestimmung der absoluten Temperatur die Messung der Temperatur der Anschlussstelle am Messgerät erforderlich. Die Temperaturmodule FP-TC-120 verwenden hierfür eine interne Kaltstellenkompensation mit einer angegebenen Genauigkeit von typischerweise $\pm 0,15$ K maximal $\pm 0,3$ K. Die Anschlusseinheiten SCXI-1303 haben eine interne Kaltstellenkompensation mit einer angegebenen Genauigkeit von $\pm 0,5$ K im Temperaturbereich 15°C - 35°C , ansonsten $\pm 0,85$ K. Die Messgenauigkeit der Thermoelemente selbst wird mit $\pm 1,1$ K angegeben.

Massenstrom des Kältemittels

Der Kältemittelmassenstrom wird mit einem Coriolis-Massenstromsensor der Firma Micro-Motion (Typ 2700C11DFZ6ZZZ) gemessen. Die Genauigkeit der Massenstrommessung wird mit besser als 0.05% vom Messwert angegeben.

Luftmassenstrom

Der Luftmassenstrom am Verdampfer wird zum einen über eine Venturidüse der Firma Dosch bestimmt (Typ V07-1797), zum anderen mit einer Matrix von Hitzdrahtanemometern.

Relative Luftfeuchte

Die relative Luftfeuchte wird mit Sensoren der Firma Gefran (Typ Hygrosmart S7000.1), deren Messgenauigkeit mit $\pm 1,5\%$ im Bereich 5% - 95% angegeben.

Masse des Verflüssigers

Die Masse des Verflüssigers wird mit einer Niveaunachgeführten Waage der Firma Mettler Toledo (Typ XS32001L) gemessen, deren Messgenauigkeit mit $\pm 0,1$ g angegeben ist.

Ölkonzentration

Die Ölkonzentration wird einem Durchfluss-Schallsensor (Typ: SPRn 4214 LS, Auswerteinheit Typ: mPDS 2000 V3) der Firma Anton Paar bestimmt, deren Messgenauigkeit mit $\pm 0,2\%$ vom Messwert.

Eine Auflistung aller Messstellen, der verwendeten Messgeräte wie Messprinzipien findet sich in Anhang G. Des Weiteren findet sich in Anhang I eine Fehlerfortpflanzungs-Rechnung für System-Bewertungsgrößen.

2.3.2. Wärmeübertragerwiegung

Zur Bestimmung der Kältemittelmasse im IRDC wurde eine einfache aber genaue Methodik der Online-Wiegung entwickelt. Die entwickelte Methodik stellt sich wie folgt dar: Der IRDC ist über

zwei Drähte aufrecht hängend unter der Waage angebracht, zwei flexible Kältemittelschläuche verbinden ihn mit dem Prüfstandskreislauf (vergleiche Abbildung 2.14).

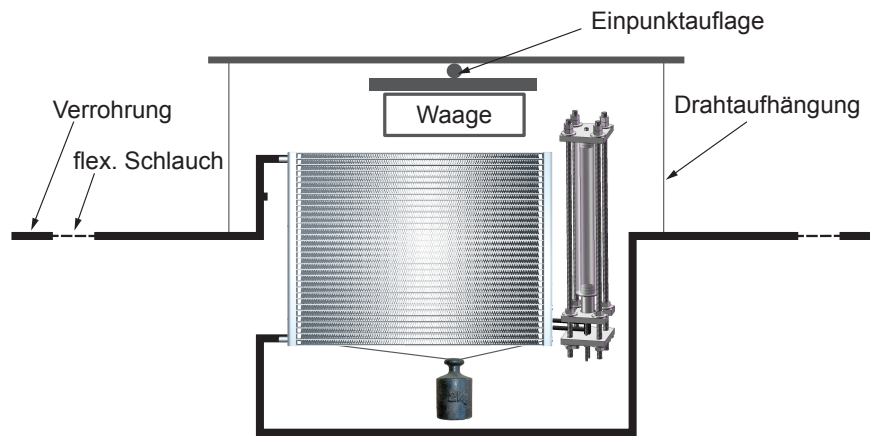


Abbildung 2.14.: Schematische Darstellung der Wiegung des integrierten Verflüssiger-Sammler-Trockners.

Die eingesetzte Waage besitzt eine Hubkompensation für den Wägeteller und federt somit nicht mit steigendem Gewicht ein. Hierdurch wird eine Kraftaufnahme durch die Steifigkeit der Anschlusschläuche und eine damit verbundene Messungenauigkeit vermieden. Eine aus Glas gefertigte Sammlerflasche ermöglicht die optische Bestimmung des Füllstands und damit der Masse im Sammler. Die Flasche bildet die innere Geometrie des Originalsammlers exakt ab. Der IRDC ist vor einem Luftkanal auf Gleitschienen gelagert, die wiederum mit hochflexiblen Haltern am Luftkanal befestigt sind. Die Last wird punktförmig durch eine Einpunktlagerung auf die Waage aufgebracht, um den Einfluss der Querkkräfte zu unterbinden, die sich aus einem sich ändernden Kältemittelmassenstrom ergeben. Der Einfluss von Schwingungen wird durch ein unten am Wärmeübertrager angebrachtes Dämpfungsgewicht kompensiert. Abbildung 2.15 zeigt für einen unter den in Tabelle H.1 durchgeführten Befüllversuch die Gesamtmasse, die Unterkühlung, den kältemittelseitigen Druckverlust des Verflüssigers und den Kondensationsdruck der integrierten Komponente.

In allen Auftragungen sind vier Bereiche erkennbar. Im Bereich bis 900g Füllmenge der Gesamtanlage ist keine Unterkühlung messbar und damit auch keine Verflüssigungsleistung bestimmbar, der Kondensationsdruck steigt mit der Füllmenge an, es kommt zu einer Einlagerung von Kältemittel in den gesamten Wärmeübertrager. Zwischen 900 und 1000g Füllmenge füllt sich die Unterkühlungsstrecke, was zu einem deutlichen Anstieg der Unterkühlung führt, die Kältemittelmasse im Verflüssiger steigt stärker als zuvor, der Kondensationsdruck steigt weiterhin, da die für die Kondensation zur Verfügung stehende Wärmeübertragerfläche kleiner wird. Zwischen 1000 und 1200g Gesamtfüllmenge füllt sich der Sammler (alle dem Kreislauf zugeführte zusätzliche Masse findet sich im Sammler wieder), Unterkühlung und Kondensationsdruck bleiben konstant, da sich die Flächenanteile von Kondensation und Unterkühlung nicht ändern. Oberhalb von 1200g ist der Sammler komplett mit flüssigem Kältemittel gefüllt, der nächste Pass des Wärmeübertragers wird mit flüssigem Kältemittel geflutet, was zu einer Verringerung der Kondensationsfläche führt und sich in einem steigenden Kondensationsdruck widerspiegelt. Die luftseitige Bilanzierung von Verflüssigern

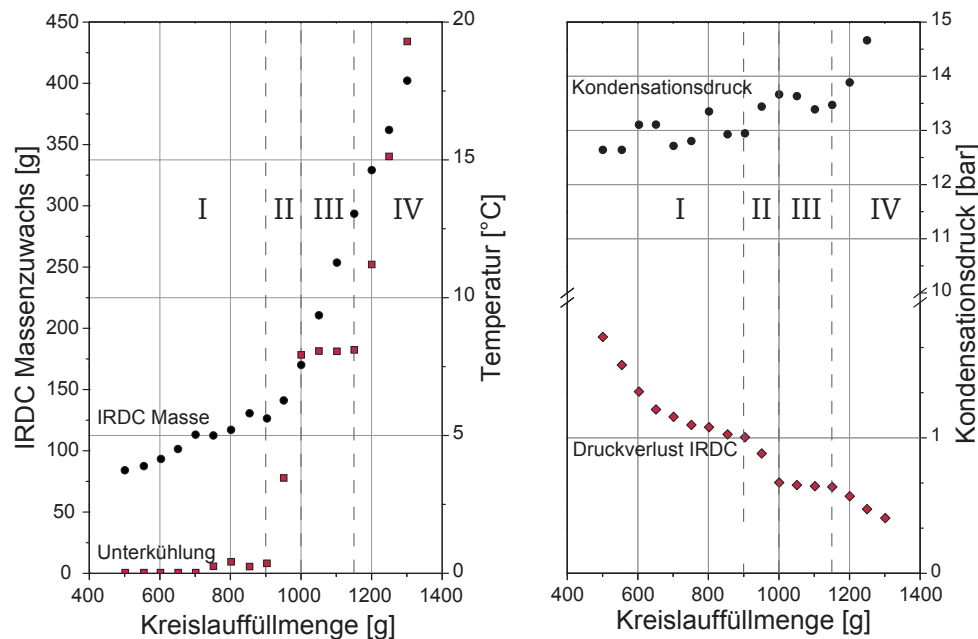


Abbildung 2.15.: Links: Unterkühlung, IRDC Masse; rechts: Kondensationsdruck, kältemittelseitiger Druckverlust (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.1)

ist schwierig, da sich aufgrund des Enthitzungs- und Unterkühlungsteils keine einheitliche Luftaustrittstemperatur ergibt, vielmehr mischen sich unterschiedlich warme Luftmassenströme stromabwärts des Verflüssigers, was eine genaue Bilanzierung erschwert. Daher bietet es sich an, diese Mischung der aus den einzelnen Pässen des Verflüssigers austretenden Luftströme zu unterbinden und diese separat zu bilanzieren. Abbildung 2.16 zeigt dies schematisch. Stromabwärts des Verflüs-

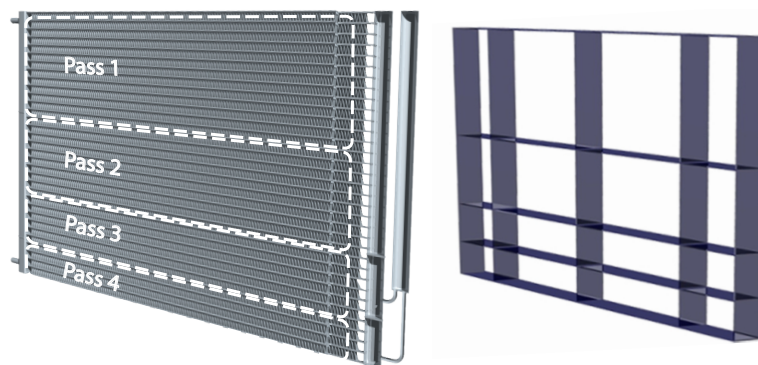


Abbildung 2.16.: Passweise Trennung der Luft stromabwärts des Verflüssigers zur passweisen luftseitigen Bilanzierung des Verflüssigers.

sigers wird ein segmentiertes Gitter eingebaut dessen vertikale Segmentierung die Passstruktur des untersuchten Verflüssigers aufgreift. Die horizontale Segmentierung ist beliebig – sie folgt eher statischen Überlegungen als thermodynamischen. Aufgrund der Niveaunachführung der Waage bleibt die Trennung der Luftströme auch bei Wiegung des Wärmeübertragers erhalten. In Abbildung 2.17 sind die passweisen Leistungen des Verflüssigers während des Befüllversuches dargestellt.

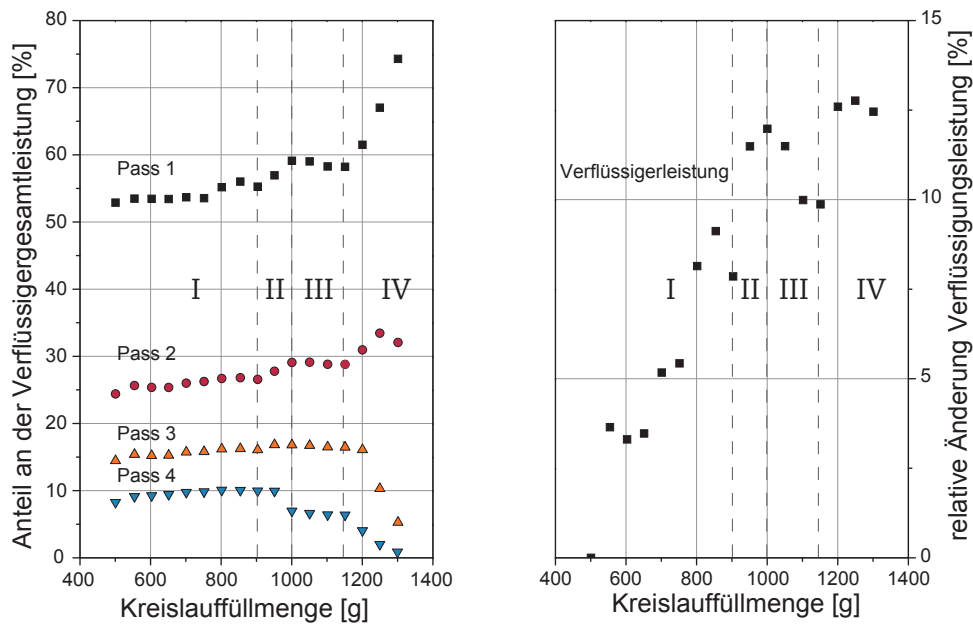


Abbildung 2.17.: links: Anteil der einzelnen Pässe des Verflüssigers an der Gesamtleistung; rechts: aus luftseitiger Bilanz bestimmte Verflüssigerleistung (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.1)

Es ist ersichtlich, dass die passweise luftseitige Bilanzierung Rückschlüsse auf die Kältemittelverteilung im IRDC erlaubt. Im Bereich I ist die Verteilung der Leistung auf die einzelnen Pässe im Wesentlichen konstant. Mit zunehmender Unterkühlung sinken die Leistungen in Pass 3 und 4 aufgrund sinkender treibender Temperaturdifferenzen. In Bereich III und IV steigen die in Pass 1 und Pass 2 übertragenen Leistungen, da die sich verkleinernde Kondensationsfläche durch einen Anstieg des Kondensationsdrucks und der damit steigenden Temperaturdifferenz kompensiert wird. Abbildung 2.18 stellt den Befüllungsvorgang im Verflüssiger schematisch dar, wie er sich aus Messungen mit einem Thermographiesystem ableiten lässt. Dunkle Flächen repräsentieren flüssiges Kältemittel, helle gasförmiges Kältemittel. Derartige Untersuchungen mit einem Thermographiesystem können damit Aufschluss über die Lage des Kondensationspunktes geben und somit zur Modellkalibrierung von Moving Boundary Wärmeübertragermodellen genutzt werden [Gräber, Strupp, u.a. 2010a, Gräber, Strupp, u.a. 2010b].

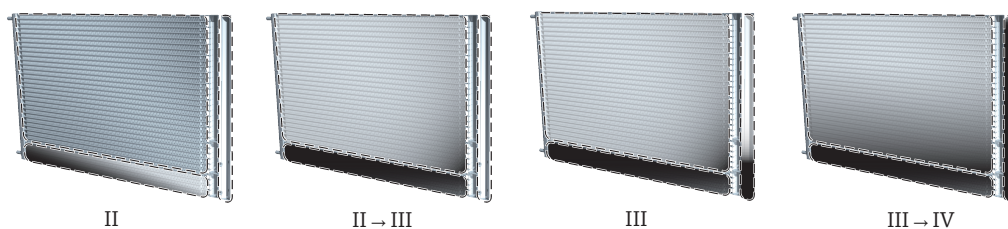


Abbildung 2.18.: Aus Thermogrammen abgeleitete Einlagerung von flüssigem Kältemittel während eines Befüllungsvorgangs. Helle Regionen markieren gasförmiges Kältemittel, dunkle flüssiges.

2.3.3. Glassammleruntersuchungen

Die Wiegung des IRDC lässt die Bestimmung der Gesamtmasse der Komponenten zu, eine Differenzierung der Massen in Sammler- und Wärmeübertragerteil ist allerdings nicht möglich. Die Verwendung eines gläsernen Sammlers mit einer zur Originalkomponente identischen inneren Geometrie ermöglicht die optische Bestimmung des Füllstandes und somit eine indirekte Bestimmung der Kältemittelmasse im Sammler. Abbildung 2.19 zeigt beispielhafte Aufnahmen des zuvor schon diskutierten Befüllungsversuches. Basierend auf dem optisch bestimmten Füllstand des Glassamm-

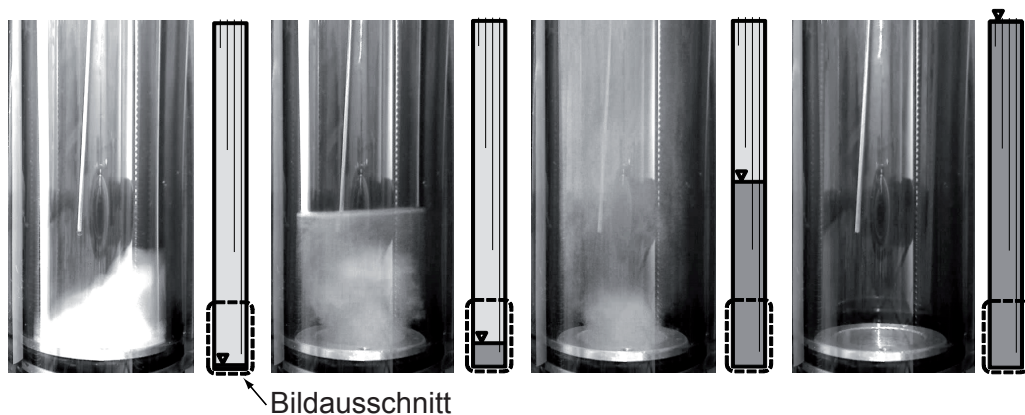


Abbildung 2.19.: *Strömungsbild im Sammler bei unterschiedlichen Kältemittelfüllmengen im Gesamtkreislauf (von links: 1000g, 1015g, 1100g, 1200g, sowie Lage der Temperaturmessstellen sowie des Füllstands.)*

lers und der Wiegung des Verflüssigers kann auf die Kennlinie des Sammlers, wie sie in Abbildung 2.20 für den untersuchten Sammler dargestellt ist, geschlossen werden. In Zone 1, der Mischungszone, stellt sich eine Dichteverteilung ein, da Gasblasen beim Aufsteigen in der unterkühlten Flüssigkeit kondensieren, was zu einer Dichteverteilung in der Flüssigphase führt. Die charakteristische Kurve ist durch ein Polynom 5. Grades abgebildet. In Zone 2 erfolgt eine Abscheidung, aufgrund der

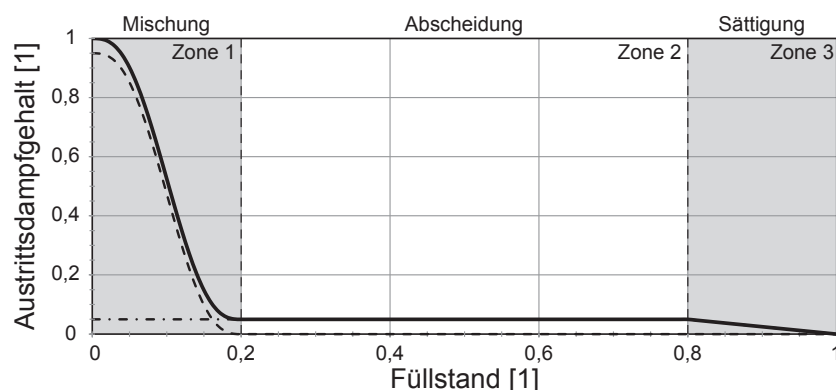


Abbildung 2.20.: *Prinzipielle Kennlinie des untersuchten Hochdrucksammlers für die Abhängigkeit des Austrittsdampfgehaltes vom Füllstand.*

auf tretenden Kurzschlussströmung verlässt jedoch weiterhin keine reine Flüssigkeit den Sammler.

In Zone 3, dem Bereich der Sättigung, nimmt der Anteil der Blasen im Sammler sukzessive ab, da der Pass vor dem Sammler mit flüssigem Kältemittel vollläuft.

2.3.4. Einfluss nichtkondensierbarer Gase

Als nichtkondensierbare Gase in automobilen Kältekreisläufen treten zum einen Luft als Mehrkomponenten-Gasgemisch aus den Hauptkomponenten Stickstoff (rund 78%), Sauerstoff (rund 21%), Argon (0,9%) und Kohlenstoffdioxid (0,04%), zum anderen Feuchtigkeit auf. Als Referenzmedium zur Untersuchung des Einflusses von nichtkondensierbaren Gasen auf automobile Kältekreisläufe, insbesondere den integrierten Sammler Trockner Kondensator (IRDC) wird im Rahmen dieser Arbeit Stickstoff gewählt. Dies begründet sich in der Tatsache, dass die Wirkmechanismen von Mehrkomponenten-Gemischen durch die Mehrfachwechselwirkungen deutlich komplizierter sind [Jensen 1988].

Die in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse mit der Stoffpaarung Stickstoff in R-134a sind in den Tendenzen zwar auf das System Luft in R-134a übertragbar; dennoch zeigen vergleichende Messungen zur Löslichkeit von Luft und Stickstoff in R-134a abweichende Verteilungen auf die Flüssig- bzw. Gasphase. Nach den Ergebnissen von Cavestri u. Seeger-Clevenger [2008] ist der Anteil des nichtkondensierbaren Gases in der Flüssigphase für Stickstoff deutlich höher als für Luft. Nichts desto trotz geben die experimentellen Ergebnisse Einblick in bisher noch nicht beschriebene Fragestellungen, den Einfluss nichtkondensierbarer Gase auf automobile Kältekreisläufe betreffend.

Injektionsverfahren

Um den Einfluss unterschiedlicher Mengen Stickstoff auf Verflüssiger- und Systemverhalten zu untersuchen, wurde der Prüfstand um eine Injektionsvorrichtung erweitert (vergleiche Abbildungen 2.21 und 2.13).

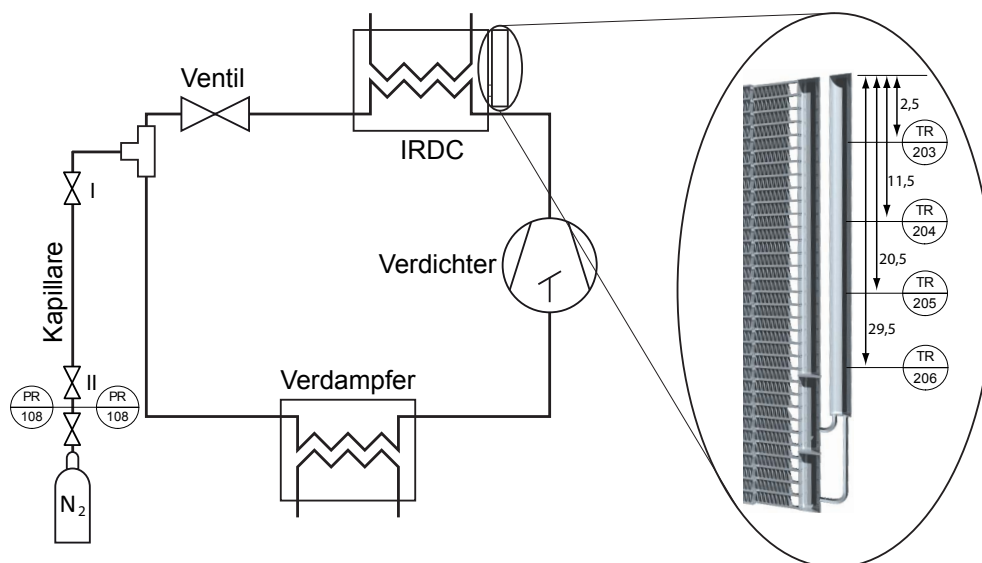


Abbildung 2.21.: Schematische Darstellung der Injektionseinrichtung (Kapillare mit Verschluss) sowie der im integrierten Sammler eingebrachten Thermoelemente und deren Lage.

Für die Injektion des Stickstoffs sind zwei Nadelventile in Reihe geschaltet. Zwischen den Nadelventilen ist ein definiertes Volumen von insgesamt $2815 \pm 135 \text{ mm}^3$ in Form einer Kapillare verbaut. Dieses Volumen wurde durch Differenzwiegungen ermittelt. Um die in diesem Volumen eingeschlossene Masse bestimmen zu können, sind zwei Drucksensoren zwischen dem Druckminderer der Stickstoffflasche und dem ersten Nadelventil eingebaut, um den Druck beim Befüllen des Injektionsvolumens redundant zu messen. Direkt hinter dem zweiten Nadelventil folgt zwischen Expansionsventil und Verdampfer die Einmündung in die Anlage.

Im Betrieb der Anlage wird das Nadelventil I verschlossen gehalten. Um das Injektionsvolumen zu befüllen wird das Nadelventil II geöffnet und über den Druckminderer der Kapillare der Stickstoff zugeführt, bis der gewünschte Druck erreicht ist und einen stationären Wert angenommen hat. Anschließend wird das Nadelventil II wieder geschlossen und mit dem Öffnen des Nadelventils I der Stickstoff in die laufende Anlage injiziert. Durch dieses Vorgehen kann die Fremdgasmenge während des Messdurchgangs schrittweise erhöht werden. Aus der Kenntnis von Druck und Volumen kann die Masse ermittelt werden.

Neben der injizierten Fremdgasmenge stellt die nach dem Evakuieren verbleibende im Kältekreislauf Restgasmenge eine weitere Quelle möglicher Fremdgase dar. Daher wurde der Kältekreislauf vor Versuchsbeginn auf einen Restdruck von 0,05mbar evakuiert, mit Kältemittel befüllt und stationäre Messpunkte gemessen. Hierdurch wird ein deutlich feineres Vakuum eingestellt, als DIN 8960 [1998] dieses vorsieht. DIN 8960 [1998] definiert, dass der Gehalt an nichtkondensierbaren Gasen in der Dampfphase 1,5% nicht überschreiten soll, was einem Gesamtrestdruck von 15mbar entspricht [Webasto 2000].

Ergebnisse stationärer Messungen

Es wurden stationäre Messungen unter einem breiten Spektrum von Randbedingungen durchgeführt, die zu einem einheitlichen Ergebnis bezüglich des Einflusses nichtkondensierbarer Gase auf automobiler Kältekreisläufe kommen. Dabei wurde jede Messung auf ihre Reproduzierbarkeit überprüft, beides jeweils mit einem gläsernen sowie einem Originalsammler aus Aluminium. Im folgenden werden exemplarische Ergebnisse zweier Randbedingungen diskutiert. Die Randbedingungen der diskutierten stationären Versuche sind in Tabelle H.2 dargestellt. Der wesentliche Unterschied zwischen den Versuchsbedingungen 1 und 2 ist die Art des Sammlers – bei Versuch 1 handelt es sich um einen wie in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Glassammler, bei Versuch 2 um den Originalsammler aus Metall. Ein Vergleich der in Versuch 1 und Versuch 2 gewonnenen Ergebnisse gibt zum einen Aufschluss über die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse, zum anderen zeigt er den Einfluss unterschiedlicher Stickstoffmengen auf den ausgewählte Zustandsgrößen des automobilen Kältekreislaufes. Abbildung 2.22 zeigt in Bezug auf die Drucklagen sowie die Unterkühlung reproduzierbare Ergebnisse: Der Saugdruck verändert sich bei einer Variation der Stickstoffmasse nicht, während es zu einem moderaten Anstieg des Hochdruckes kommt, der sich auch in der Zunahme der Unterkühlung widerspiegelt. Der Massenstrom sinkt um weniger als 5% bei stabilem Messsignal, was darauf hindeutet, dass für den Fall stationärer Bedingungen am Austritt des Verflüssigers (wo sich der Coriolismassenstromsensor befindet) keine Stickstoff-Gasblasen im unterkühlten Kältemittel vorliegen. Die Enthalpiedifferenz über den Verflüssiger nimmt um etwa 3% zu, so dass die Verflüssigungsleistung im Rahmen der Messgenauigkeit konstant bleibt.

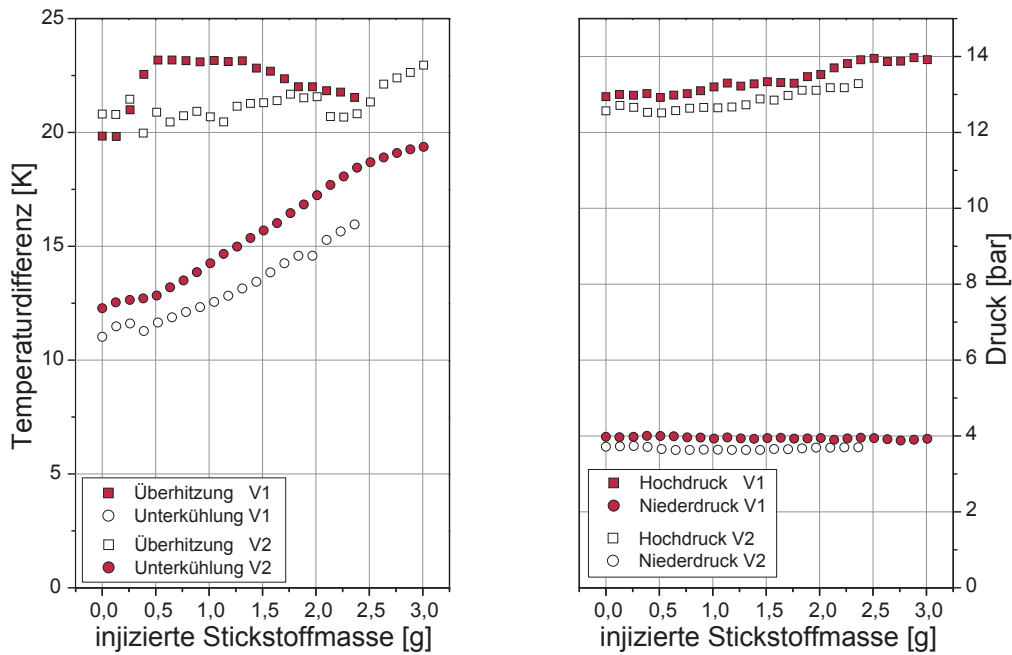


Abbildung 2.22.: Links: Überhitzung vor Verdichter, Unter kühlung nach IRDC; rechts: Kondensations- und Verdampfungsdruck bei einer Variation der injizierten Stickstoffmasse (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.2); V1 Glassammler, V2: Originalsammler.

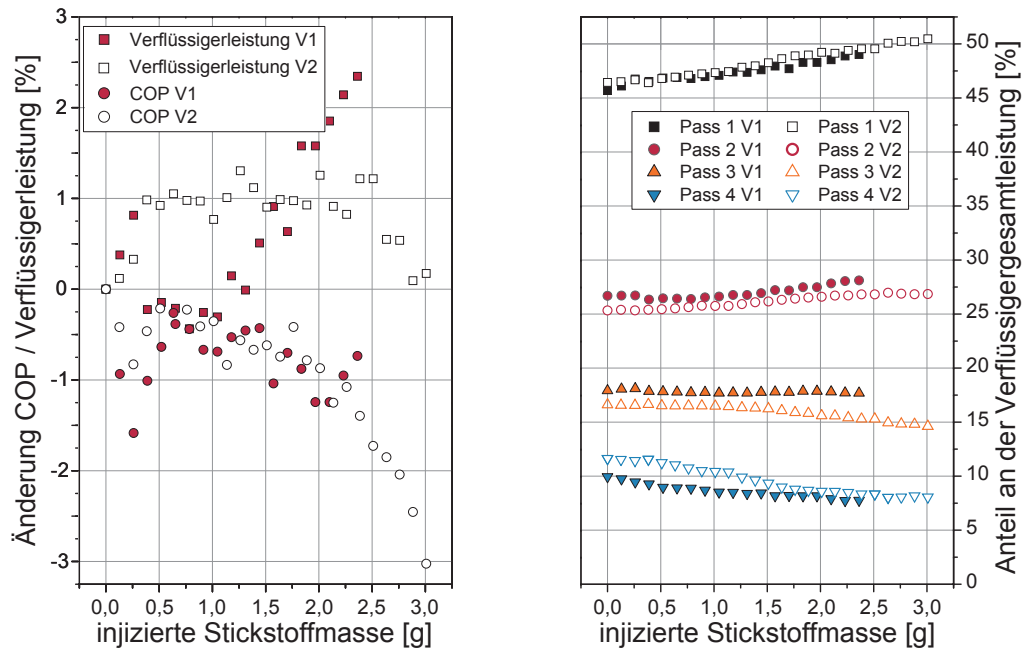


Abbildung 2.23.: Links: Änderungen des COP und der kältemittels. Verflüssigerleistung; rechts: prozentuale Anteile der Verflüssigerpässe an der Gesamtleistung des Verflüssigers bei einer Variation der injizierten Stickstoffmasse (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.2); V1 Glassammler, V2: Originalsammler.

Die Messreihe endet bei einer zudosierten Stickstoffmasse von 3,25g, dies entspricht für Versuche V1 und V2 einer Massenkonzentration von 0.22% und damit 2200ppm. Dies liegt weit über dem Grenzwert nach SAE J2099 [2003], dennoch bleiben COP, Kälteleistung sowie Verflüssigerleistung im Rahmen der Messgenauigkeit konstant (vergleiche Abbildung 2.23). Eine Anwendung der in Kapitel 2.3.2 dargestellten passweisen luftseitigen Bilanzierung der einzelnen Pässen des IRDC (siehe Abbildung 2.23) zeigt, dass es in Folge der Stickstoff-Zudosierung zu einer Verschiebung der Leistung innerhalb des IRDC kommt.

In den ersten beiden Pässen wird eine höhere Leistung übertragen. Die Erhöhung im ersten Pass um etwa 5% korreliert dabei mit einer Erhöhung des Kondensationsdrucks und damit der Kondensationstemperatur um ebenfalls 5%. Dem gegenüber steht eine Abnahme der übertragenen Leistung in den letzten beiden Pässen. Einer der Gründe dafür ist die zunehmende Unterkühlung, die zu einer Verringerung der lokalen treibenden Temperaturdifferenz führt. Mit der steigenden Unterkühlung kann auch die Abnahme des kältemittelseitigen Druckverlustes erklärt werden (vergleiche Abbildung 2.24).

Frappierende Ergebnisse liefert die Temperaturverteilung im Sammler (siehe Abbildung 2.24). Die in vier unterschiedlichen Höhen angebrachten Thermoelemente (vergleiche Abbildung 2.21) zeigen aufgetragen über der injizierten Stickstoffmasse reproduzierbar einen sigmoidalen Verlauf. Dabei fällt mit steigender Stickstoffmasse im Kreislauf zunächst die Temperatur des obersten Thermoelements ab gefolgt vom zweiten, während Thermoelement drei und vier gleichzeitig die Temperatur ändern. Die Temperaturverläufe können wie folgt erklärt werden: Da Stickstoff in R-134a nur bedingt löslich ist [Cavestri u. Seeger-Clevenger 2008], liegt der Stickstoff größtenteils gasförmig vor. Der gasförmige Stickstoff reichert sich beim Kondensationsprozess im Verflüssiger sukzessive an. Der Dichteunterschied zwischen gasförmigem R-134a und gasförmigem Stickstoff (ca. Faktor vier) im Sammler begünstigt die Ausbildung einer Phasentrennung der gasförmigen Stickstoff- und R-134a-Phasen. Aufgrund des Dichteunterschieds sind diese Phasen je nach Strömungsgeschwindigkeit recht stabil, wodurch die Stickstoffphase am oberen Ende des Sammlers bezogen auf den konvektiven Wärme- und Stofftransport vom restlichen Kreislauf entkoppelt wird. Dies erlaubt eine sukzessive Abkühlung der Stickstoffphase mittels Wärmeabgabe durch die Sammlerwand an die Umgebung.

Die gemessene Temperaturverteilung erlaubt nur mittelbar eine Aussage über die wirkliche Schichthöhe des Stickstoffes, da z.B. die axiale Wärmeleitung im Original-Aluminium-Sammler aufgrund einer höheren Wand-Wärmeleitfähigkeit, die eine andere Größenordnung hat als im Glas-Sammler. Dieser Effekt ist in Abbildung 2.24 zu erkennen: In Versuch V2 (Original-Aluminium-Sammler) sinken die Temperaturen im Sammler nicht so stark ab wie in Versuch V1, obwohl der Kondensationsdruck in Versuch V1 sogar niedriger ist als in Versuch V2. Für höhere Kältemittelmassenströme verlagert sich der Wendepunkt der sigmoidalen Temperaturkurven hin zu höheren Stickstoffmassen – es bedarf also mehr Stickstoff um eine entkoppelte Stickstoffgasphase im Sammler zu erzeugen, da die Durchmischung im Sammler stärker ist.

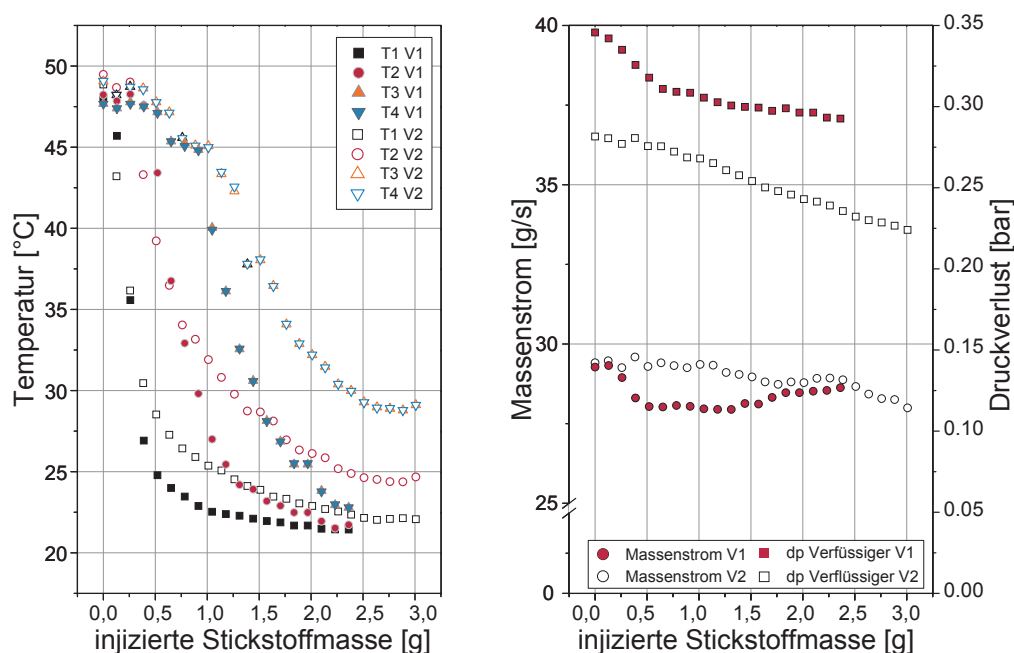


Abbildung 2.24.: links: Temperaturen im Sammler (Anordnung vergleiche Abbildung 2.21); rechts: Kältemittelmassenstrom, kältemittelseitiger Druckverlust Verflüssiger; bei einer Variation der injizierten Stickstoffmasse (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.2)

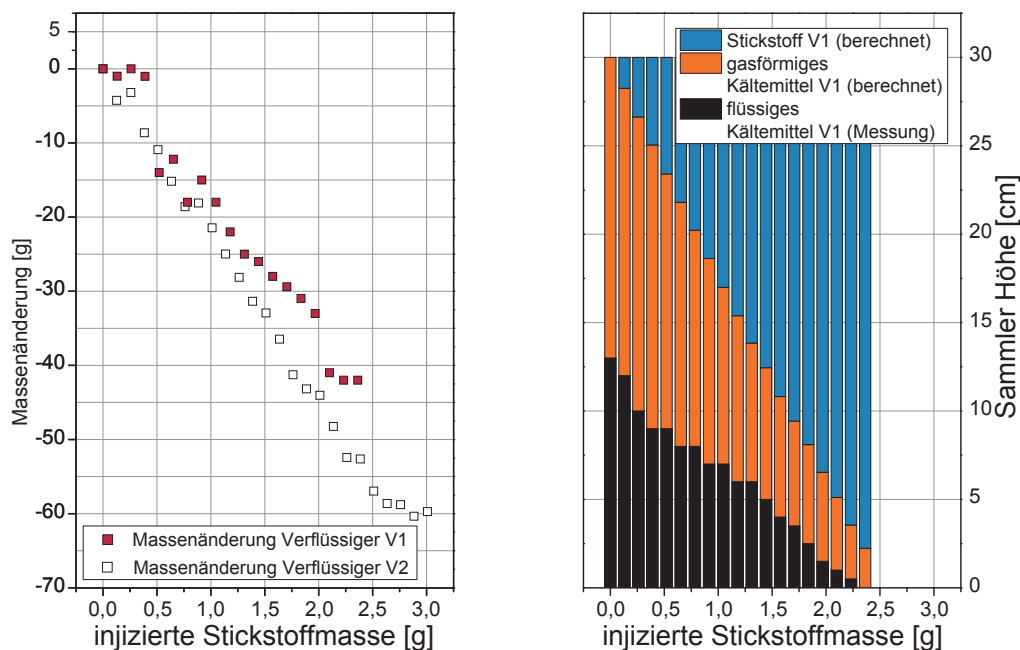


Abbildung 2.25.: links: Massenänderung des IRDC; rechts: Füllstand des flüssigen Kältemittels (optisch mit Glassammler bestimmt) sowie Schichtdicke des Stickstoffes bei Annahme der Einspeicherung des gesamten injizierten Stickstoffs.

Die Verwendung des Glassammlers ermöglicht, wie bereits diskutiert, die Füllstands-Bestimmung des flüssigen Kältemittels. Abbildung 2.25 zeigt den optisch bestimmten Füllstand des flüssigen Kältemittels im integrierten Glassammler. Es ist ersichtlich, dass die Injektion des Stickstoffes zu einem Absinken des Füllstandes führt. Gekoppelt mit der gemessenen Temperaturverteilung im Sammler bestärkt dies die Argumentation einer Ansammlung dampfförmigen Stickstoffes im oberen Teil des Sammlers. In Abbildung 2.25 ist des Weiteren die Schichtdicke des dampfförmigen Kältemittels dargestellt, die sich ergeben würde, wenn der gesamte injizierte Stickstoff im Sammler gasförmig vorliegen würde. Es ist offensichtlich, dass diese Annahme nicht tragbar ist, da sich bei Injektion einer moderaten Stickstoffmasse das Mengenverhältnis zwischen gasförmigem und flüssigem Kältemittel im Sammler drastisch verschieben würde. Aufgrund der bereits diskutierten Löslichkeit von Stickstoff in R-134a (vergleiche Cavestri u. Seeger-Clevenger [2008]) ist vielmehr davon auszugehen, dass die Schichtdicke des gasförmigen Stickstoffs am oberen Endes in einem ähnlichen Maße zunimmt wie der Flüssigkeitsspiegel des R-134a fällt.

Abschließend werden im Folgenden die unter identischen Randbedingungen wie bei den Versuchen V1 und V2 aber mit einer um 100g höheren Kreislauffüllmenge gewonnenen Ergebnisse des Versuches V3 diskutiert. Abbildungen 2.26 und 2.27 zeigen ausgewählte Zustandsgrößen. Verglichen mit den Versuchen V1 und V2 zeigt sich, dass die höhere Füllmenge zu einer größeren Unterkühlung führt. Anders als bei Versuchen V1 und V2 entspricht die Temperatur im Sammler nicht der Gleichgewichtstemperatur auf der Siedelinie (ca. 48°C), vielmehr wird das Kältemittel schon im Pass vor dem Sammler unterkühlt. Mit zunehmender injizierter Stickstoffmasse wird der Verflüssiger immer weiter geflutet, was zu einem stärkeren Anstieg des Kondensationsdruckes führt als bei Versuch V1 und V2 (nicht dargestellt). Dieser spiegelt sich in einer stärkeren Zunahme der relativen Leistung des ersten Passes als bei V1 und V2 wider (siehe Abbildungen 2.27), da mit steigendem Kondensationsdruck die treibende Temperaturdifferenz ansteigt. Die durch die Überfüllung des Kreislaufes bedingte Flutung des Verflüssigers führt anders als bei den Versuchen V1 und V2 zu einer deutlichen Abnahme des COP und der Verflüssigerleistung bei Injektion von weiterem Stickstoff.

Zusammenfassung

Zusammenfassend ist festzustellen, dass für korrekt befüllte Anlagen der injizierte Stickstoff weder den Kondensationsprozess in einem Maße beeinträchtigt wie dies für konventionelle Wärmeübertrager stationärer Anlagen bekannt ist [Jensen 1988], noch sich andere Zustandsgrößen des Kältekreislaufes signifikant ändern. Der im Kältekreislauf vorliegende gasförmige Stickstoff scheint sich im oberen Teil des integrierten Sammlers zu akkumulieren, was gleichbedeutend mit einer Verkleinerung des effektiven Sammlervolumens ist.

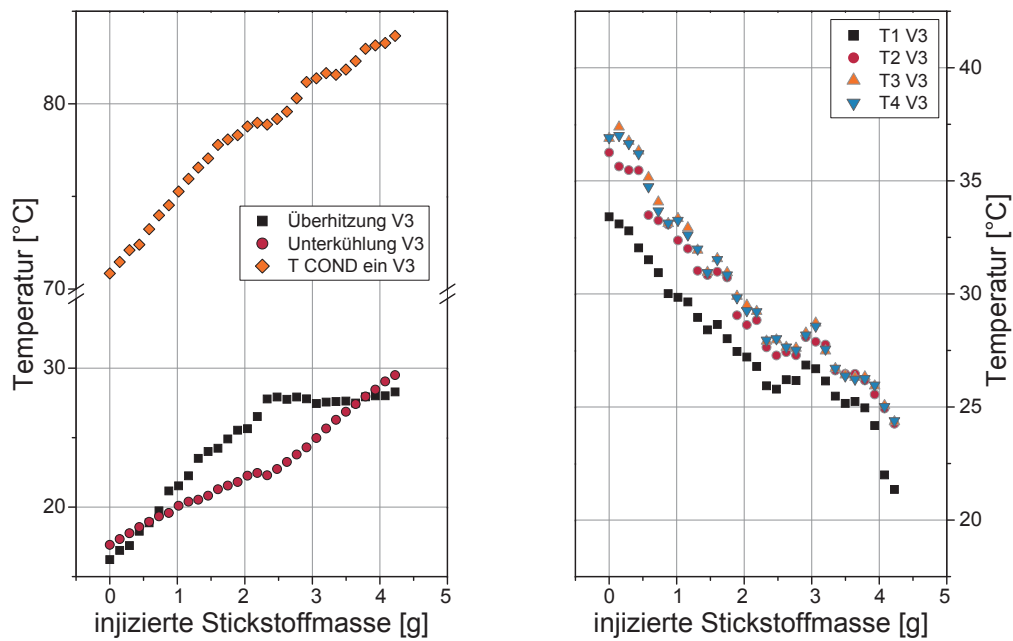


Abbildung 2.26.: Links: Kondensationstemperatur, Überhitzung, Unterkühlung; rechts: Temperaturen im Sammler bei einer Variation der injizierten Stickstoffmasse (Anord. vergleiche Abbildung 2.21). Beides bei einer Variation der injizierten Stickstoffmasse (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.2)

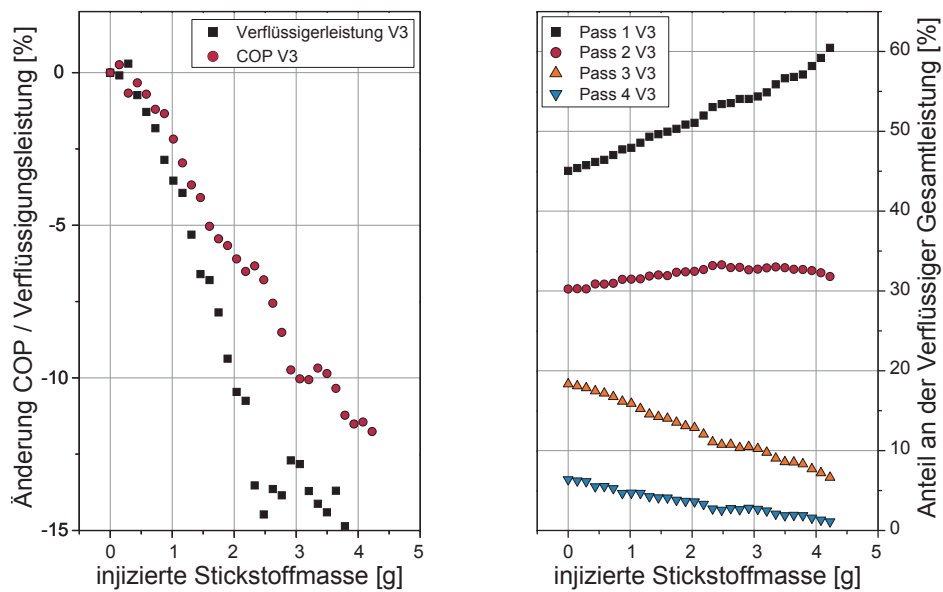


Abbildung 2.27.: Links: Änderung von Verflüssigerleistung und COP; rechts: Passweise Leistung. Beides bei einer Variation der injizierten Stickstoffmasse (Versuchsrandbedingungen siehe Tabelle H.2)

3. Relevante Betriebsbedingungen für automobiler Klimaanlage

Bedingt durch ein weltweit stetig steigendes Verkehrsaufkommen und damit einhergehende Umweltbelastungen, sind Emissionen durch Kraftfahrzeuge weltweit durch Abgasgesetzgebungen reglementiert. Derzeitige Teststandards zur Ermittlung dieser Emissionen berücksichtigen den Einfluss von Nebenaggregaten wie z.B. der Klimaanlage nicht. Deren Berücksichtigung ist allerdings aus zwei Gründen wesentlich: Zum einen liegt der Ausstattungsgrad mit Klimaanlage in Deutschland bezogen auf Neuwagen inzwischen bei 90%, bezogen auf den Bestand bei 78% [Deutsche Automobil Treuhand 2009], zum anderen beträgt der Anteil der Klimaanlage am Kraftstoffgesamtverbrauch je nach Güte der Auslegung zwischen 5% und 20% [Chasserot 2007]. Aus diesem Grund hat die Europäische Kommission als weitere Möglichkeit der Reduktion des von PKW ausgestoßenen CO_2 s die Einführung von Mindest-Wirkungsgraden für PKW-Klimaanlagen vorgeschlagen [Commission Of The European Communities 2007].

Die Auslegung und Dimensionierung von Klimatisierungssystemen und deren Komponenten – also auch dem Verflüssiger – in Kraftfahrzeugen erfolgt üblicherweise unter stationären Extrembedingungen. Diese extremen Randbedingungen werden in nationalen oder firmenspezifischen Standards dokumentiert, auf die in Unterkapitel 3.1 näher eingegangen wird. Die unter diesen Randbedingungen durchgeführten Versuche bzw. Simulationen dienen zur Bewertung der Leistungsfähigkeit des Klimatisierungssystems, also z.B. die benötigte Zeit, bis sich in der Fahrgastzelle ein akzeptabler thermischer Komfort einstellt. Die möglichst schnelle Abkühlung unter Extrembedingungen ist zweifelsfrei eine der wesentlichen Anforderungen an ein Klimatisierungssystem. Für spezielle Fragestellungen, insbesondere die Ermittlung des Kraftstoffverbrauches, sind jedoch nicht die Extremwerte, sondern vielmehr die durchschnittlichen Betriebsbedingungen von Interesse. Darüber hinaus gibt es Ideen, Konzepte und neue Techniken, die unter Extrembedingungen wenig Nutzen zeigen, im Teillastbereich aber zu einer merklichen Wirkungsgraderhöhung führen. Man bezeichnet durchschnittliche äußere Betriebsbedingungen in Abhängigkeit von Ort und Nutzung in der Literatur zumeist als Lastprofil [vergleiche z.B. Kampf u. a. 1996, Braess 2001]. Diese Betriebsbedingungen gliedern sich in zwei Einflussgruppen:

Umgebungszustand

Lufttemperatur und -feuchte sowie Solarstrahlung

Fahrzustand

Verdichterdrehzahl und Luftgeschwindigkeit im Verflüssiger

Existierende Teststandards konzentrieren sich dabei zumeist auf eine der beiden Einflussgruppen. Das folgende Kapitel widmet sich beiden Fragestellungen. Dieses Kapitel gibt zunächst einen Überblick über die existierenden Teststandards sowie weitere Quellen zu relevanten Randbedingungen für die Auslegung und Bewertung mobiler Klimaanlage. Es folgt der Vorschlag einer Methodik zur Ermittlung relevanter Umgebungsbedingungen für mobile Klimaanlage in Unterkapitel 3.2.

Beispielhafte Anwendungen der Systematik auf ausgewählte Bezugsräume werden in Unterkapitel 3.3 vorgestellt. Abschließend wird in Unterkapitel 3.4 auf die für automobilen Verflüssiger relevanten Umgebungsbedingungen eingegangen.

3.1. Stand der Wissenschaft

Zur Auslegung automobiler Kältekreisläufe werden heutzutage im Wesentlichen zwei Arten von Randbedingungen genutzt: Zum einen stationäre Randbedingungen mit Fokus auf den Umgebungszustand (Temperatur, Feuchte und Solarstrahlung), zum anderen transiente Randbedingungen in Form von Fahrzyklen, die Aufschluss über Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl geben und damit den Fahrzustand beschreiben.

3.1.1. Umgebungszustand

Der für automobilen Klimaanlagen relevante Umgebungszustand ist in nationalen wie firmeninternen Teststandards dokumentiert. Eine Aufstellung dieser Teststandards findet sich in Anhang B. Aus dieser Aufstellung ist ersichtlich, dass die wesentliche akzeptierte Quelle der SAE-Standard [SAE J2765 2008] ist. Andere veröffentlichte Standards, wie z.B. Spatz u. Minor [2008] und unveröffentlichte, wie z.B. das *Common Spec Book for evaluating Air Condition Systems* von Hammer [2008], lehnen sich in weiten Teilen an den SAE-Standard an. Diese Gruppe von Teststandards (Nr. 1-4 in Anhang B) trifft in Bezug auf den geographischen Gültigkeitsbereich keinerlei Aussage, die Standards erheben somit einen allgemeinen Gültigkeitsanspruch. Sie werden zur Bewertung der Leistungsfähigkeit von Klimatisierungssystemen, also z.B. der Abkühlung aus einem definierten Anfangszustand herangezogen. Fraglich ist dabei, inwieweit sie realistische Bedingungen in einzelnen Teilen der Welt widerspiegeln können. Die zweite Gruppe von Standards geht auf diese Fragestellung ein: Die Untersuchungen von Kampf u. a. [1996], Duthie [2002], Papasavva u. a. [2008], sowie Strupp u. Lemke [2010] betrachten gezielt Umgebungsbedingungen in bestimmten Regionen der Welt und erlauben so eine differenzierte Bewertung des Energieverbrauchs sowie eine an die jeweiligen Notwendigkeiten angepasste Auslegung. Alle Veröffentlichungen dieser Gruppe weisen gewisse Einschränkungen auf, auf welche im Folgenden kurz eingegangen wird:

Lastprofile [Kampf u. a. 1996]

Die *Lastprofile* der Firma Behr, die sowohl Umgebungs- als auch Lastzustand berücksichtigen, sind ein proprietäres Werkzeug zur Konzeptbewertung in der Klimatisierung von PKW. Daten sind nur auszugsweise veröffentlicht, die Herkunft der genutzten Eingangsdaten ist nicht belegt. Die relative Luftfeuchte wird nicht berücksichtigt.

Average Mobile A/C Customer Usage Model [Duthie 2002]

Das *Average Mobile A/C Customer Usage Model* der Firma Visteon enthält Daten zu Umgebungs- und Lastzustand. Die Daten sind auszugsweise veröffentlicht, die Herkunft der genutzten Eingangsdaten ist nur für die Vereinigten Staaten von Amerika bekannt. Daten zur Clusterung der Solarstrahlung sind nicht veröffentlicht.

GREEN-MAC-LCCP® [Papasavva u. a. 2008]

Das von General Motors entwickelte Berechnungswerkzeug *GREEN-MAC-LCCP®* berücksichtigt sowohl Umgebungs- als auch Lastzustand für 15 als repräsentativ definierte Städte in

der Welt. Diese spiegeln allerdings nur bedingt die reale weltweite Verteilung von Automobilen wider.

Klimatische Daten und PKW-Nutzung [Strupp u. Lemke 2010] Die für die Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT) entwickelte Datenbank *Klimatische Daten und PKW-Nutzung* enthält mit Bevölkerungsdichte und PKW-Nutzung gewichtete klimatische Daten. Die Daten sind veröffentlicht, die genutzten Eingangsdaten für die USA, Indien, China und Europa dokumentiert (näheres hierzu siehe Kapitel 3.2).

Es stellen sich daher die Fragen, inwieweit diese Teststandards wirkliche, charakteristische Verläufe der einzelnen klimatischen Parameter innerhalb eines Jahres abbilden können und ob sie damit für energetische Bewertungen geeignet sind, sowie für welche Regionen der Welt sie repräsentativ sind. Ein detaillierter Vergleich der erwähnten Teststandards zum Umgebungszustand mit Ergebnissen der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Methodik findet sich in Kapitel 3.3.3.

3.1.2. Fahrzustand

Die Bestimmung der Häufigkeit von Fahrzuständen ist wesentlich schwieriger als die der Umgebungszustände, da diese vom Fahrzeugtyp und dem Fahrertemperament abhängt. Beispielsweise wird das Fahrprofil eines Familienwagens deutlich anders aussehen als das eines Firmenfahrzeugs, auch wenn es sich um dasselbe Modell handelt.

Standardisierte transiente Randbedingungen, sogenannte Fahrzyklen, werden zur Ermittlung der Emissionen eines PKW genutzt. Ziel ist es dabei, das Verhalten des realen Fahrzeugnutzers zu repräsentieren und eine einheitliche Bewertungsgrundlage für die Emissionen zu schaffen. Grundsätzlich kann zwischen synthetischen und Real-Fahrzyklen, die aus realen Fahrkollektiven gewonnen wurden, unterschieden werden. Realzyklen, die z.B. auch Steigungen beinhalten können, können auf Rollen-Prüfständen nicht gefahren werden, was eine Vergleichbarkeit erschwert und derartige Zyklen praktisch unanwendbar macht.

Eine Übersicht über die veröffentlichten nationalen und firmenspezifischen Emissions-Test-Standards findet sich im Anhang C.1. Betrachtet man diese Testzyklen unter besonderer Berücksichtigung der Klimaanlage, stellt man fest, dass von den dort aufgeführten Teststandards einzig die SC03 Supplemental Federal Test Procedure (SFTP) den Einfluss der Klimaanlage auf die Motorlast und somit auf die Emissionen des PKW berücksichtigt. Daraus erklärt sich auch die Tatsache, dass diese Tests zumeist keine Variation der Außenlufttemperatur, Solarstrahlung und Luftfeuchte vorsehen.

Daher gibt es Erweiterungen dieser Test-Standards, die Variationen des Umgebungszustandes mit einbeziehen. Das sind z.B. in Bezug auf den NEDC Erweiterungen, wie die des ADAC und der Firma Visteon (vergleiche dazu Chasserot [2007]) sowie eine Vielzahl weiterer, die firmenspezifisch und daher nicht veröffentlicht sind. Das Abdecken einer großen Bandbreite von Umgebungsbedingungen stellt wiederum den Schwerpunkt der stationären Testmatrizen dar (vergleiche hierzu Kapitel 3.1.1).

Unabhängig von der Tatsache, ob diese erwähnten Teststandards für eine Berücksichtigung der Klimaanlage ausgelegt sind, wird in Bezug auf die Klimaanlage eine wesentliche Informationen

aus ihnen extrahiert: Die Auftretenshäufigkeiten unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeiten. Der Vergleich der mittleren Geschwindigkeiten der einzelnen in Tabelle C.1 aufgelisteten Testzyklen zeigt, dass sie sehr unterschiedliche Anwendungsszenarien adressieren. In Tabelle C.1 ist dies in Anlehnung an Neudorfer u. a. [2006] in der äußerst rechten Spalte mit den Kürzeln S (Stadtzyklus), L (Landzyklus) und A (Autobahnzyklus) angedeutet, wobei einige Zyklen Kombinationen darstellen. Diese Tatsache kombiniert mit der Einsicht, dass es sich um synthetische Zyklen handelt, zeigt, dass die Geschwindigkeitsverteilung nur bedingt die Realität widerspiegelt. Dem zur Folge kann aus derartigen Fahrzyklen keine belastbare Information bezüglich der relativen Auftretenshäufigkeit unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeiten und Stillstandszeiten gewonnen werden [Samuel u. a. 2002]. Um dies zu untermauern, wurden aus dem National Household Travel Survey (NHTS) [U.S. Federal Highway Administration 2010] Daten zur Fahrgeschwindigkeit extrahiert (siehe Abbildung 3.1). Da in dieser Quelle ausschließlich Informationen bezüglich Reisedauer und Wegstrecke zu entnehmen sind, können Aussagen über Stillstandszeiten nur mittelbar getroffen werden.

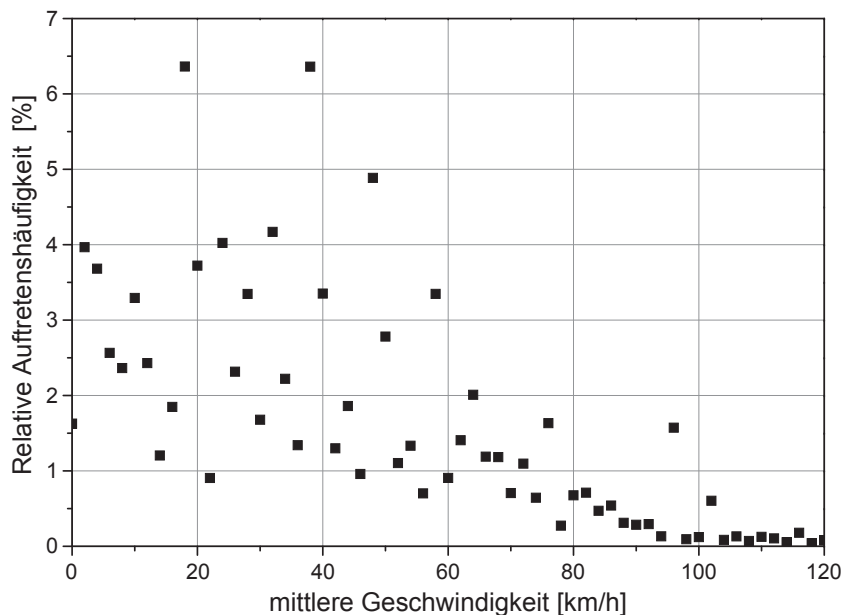


Abbildung 3.1.: *Auftretenshäufigkeit verschiedener mittlerer Fahrgeschwindigkeiten in 2 km/h Clustern, extrahiert aus U.S. Federal Highway Administration [2010].*

Im Abbildung 3.1 ist die Auftretenshäufigkeit der mittleren Fahrgeschwindigkeit in 2 km/h Schritten geclustert Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Diese wurden aus der Gesamtmenge der 1.167.317 im National Household Travel Survey des U.S. Federal Highway Administration [2010] erfassten Datensätze zu Kurzstreckenmobilität in den Vereinigten Staaten von Amerika extrahiert. Aus den Ergebnissen lässt sich ablesen, dass über ein Drittel aller Fahrten bei mittleren Geschwindigkeiten unter 20km/h stattfinden, was die Relevanz des Fahrzeugstillstandes und niedriger Fahrgeschwindigkeiten belegt. Weitergehende Untersuchungen zur Auftretenshäufigkeit höherer Fahrgeschwindigkeiten haben gezeigt, dass die bei einer realen Fahrt auftretenden Fahrgeschwindigkeiten stark durch die Parameter Fahrer, Fahrzeug und Fahrumgebung beeinflusst werden [Fügel 2009, Küçükay

1990, Eghtessad u. a. 2010].

Abbildung 3.2 zeigt beispielhaft den Zeitanteil verschiedener Fahrgeschwindigkeiten für einen durchschnittlichen Fahrer, als einen möglichen Fahrstil der 3-F Methodik mit mittlerer Beladung nach Eghtessad u. a. [2010]. Der Vergleich mit den in Abbildung 3.1 dargestellten mittleren Fahrgeschwindigkeiten zeigt Ähnlichkeiten wie z.B. die Häufung von Geschwindigkeiten im Bereich von erlaubten Maximalgeschwindigkeiten. Da der Fahrstil eines jeden Verkehrsteilnehmers und damit die Einteilung in Kategorien wie z.B. schonend/durchschnittlich/sportlich nach der 3-F Methodik von einer Vielzahl von Einflussfaktoren abhängig ist, wird im Rahmen des hier beschriebenen Modells von einem durchschnittlichen Fahrstil, wie er in Abbildung 3.2 dargestellt ist, ausgegangen.

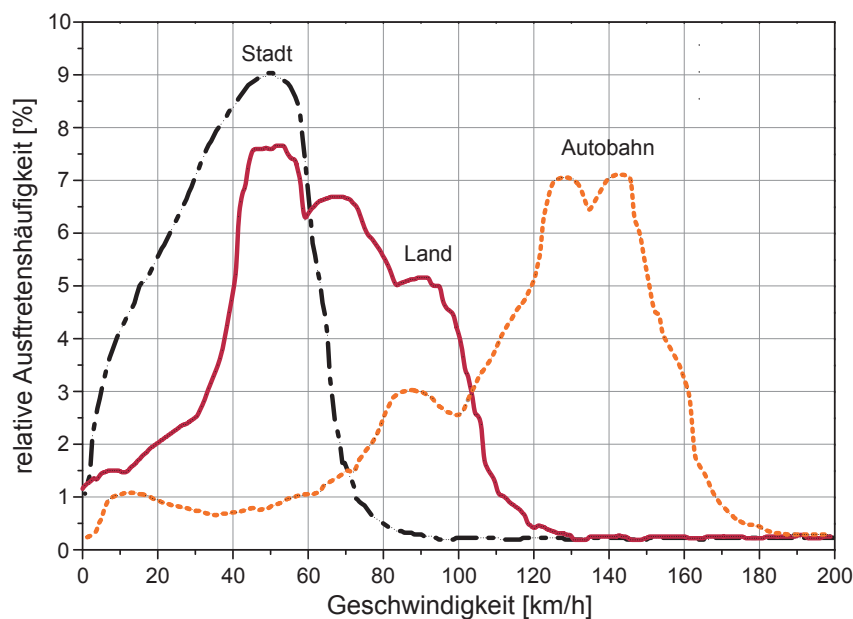


Abbildung 3.2.: *Zeitanteil verschiedener Fahrgeschwindigkeiten für einen durchschnittlichen Fahrer mit mittlerer Beladung in Abhängigkeit der Fahrumgebung nach Eghtessad u. a. [2010] ohne Berücksichtigung des Stillstands.*

Für die Klimatisierung, insbesondere den Verflüssiger, ist die Auftretenshäufigkeit des Fahrzeugstillstandes von besonderer Bedeutung. Dies begründet sich in den niedrigen Motordrehzahlen und niedrigen Luftmassenströmen am Verflüssiger. Vor allem in Ballungsräumen kann der Fahrzeugstillstand im Stau beachtliche Ausmaße annehmen, so verbringen z.B. Autofahrer in Washington DC jährlich 62 Stunden pro Jahr im Stau [Institute 2010].

3.2. Methodik zur Ermittlung relevanter Umgebungsbedingungen

Die bisherigen Ausführungen zeigen die Notwendigkeit, eine Methodik zu entwickeln, mit deren Hilfe Lastbedingungen für automobiler Klimaanlagen für verschiedene geografische Bezugsräume generiert werden können. Die im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagene Methodik zur Ermittlung relevanter Umgebungsbedingungen für automobiler Klimaanlagen stellt eine Erweiterung der in Strupp u. Lemke [2010] für die Forschungsgemeinschaft Automobiltechnik durch das Institut für Thermodynamik der TU Braunschweig entwickelten Methodik dar.

Die vorgestellte Methodik kombiniert Daten zu klimatischen Umgebungsbedingungen sowie Daten zu PKW-Nutzungs-Verhalten. Daher werden im Folgenden die benötigten Klima- sowie Nutzungsdaten-Eingabeparameter definiert, auf deren Verfügbarkeit eingegangen und anschließend die Modellsystematik vorgestellt.

3.2.1. Klimatische Parameter

Die Definition der für energetische Betrachtungen benötigten Klima-Parameter, deren statistische Aufbereitung sowie deren Formatierung erfolgt in Anlehnung an Literatur zur thermischen Gebäudesimulation, da sich dieses Forschungsgebiet schon lange mit der Bereitstellung geeigneter klimatischer Randbedingungen beschäftigt.

Maßgeblich in Bezug auf die Definition der für derartige Betrachtungen zu verwendenden meteorologischen Daten sowie deren statistische Aufbereitung ist für den deutschen Sprachraum die DIN 4710 [2003]. Diese Norm fasst für Deutschland das verfügbare meteorologische Datenmaterial in repräsentativer Form zusammen, so dass energetische Berechnungen an raumluftechnischen Anlagen unter einheitlichen äußeren Randbedingungen durchgeführt werden können. Die DIN 4710 [2003] definiert folgende klimatischen Parameter:

Kategorie	Meteorologische Größe
Charakterisierung des Außenluftzustands	Lufttemperatur Luftfeuchte
Weitere Einflussgrößen	Direkte und diffuse Sonnenstrahlungsenergie Sonnenscheindauer Windgeschwindigkeit Erdbodentemperaturen in unterschiedlicher Tiefe

Tabelle 3.1.: Definition der für die energetische Berechnung von raumluftechnischen Anlagen erforderlichen Parameter nach DIN 4710 [2003].

Für die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Systematik, deren Fokus Automobile und nicht Gebäude sind, sind die oben genannten meteorologischen Größen mit Ausnahme von Erdbodentempe-

ratur und Windgeschwindigkeit als relevante Eingangsgrößen definiert. Der Einfluss der Erdbodenoberflächentemperatur durch Strahlungsaustausch wird aufgrund der geringen Temperaturdifferenz zwischen Boden und Bodenblech in erster Näherung ebenso vernachlässigt wie der Einfluss der Windgeschwindigkeit auf eine veränderte konvektive Wärmeabgabe der Fahrgastzelle.

3.2.1.1. Statistische Aufbereitung der meteorologischen Daten

Um die Betriebsverhältnisse für Automobilklimaanlagen verallgemeinern zu können, ergeben sich folgende Anforderungen an die statistischen Aufbereitung der meteorologischen Daten in Bezug auf Ort und Zeit:

1. Die Daten sollen die jeweiligen klimatischen Verhältnisse für jeden Monat ausreichend aufgeschlüsselt abbilden.
2. Der klimatologische Ablauf des ganzen Jahres soll möglichst detailliert beschrieben werden.
3. Die Daten sollen soweit aufgeschlüsselt sein, dass die jeweiligen lokalen klimatischen Verhältnisse abgebildet werden.

Temporale Aufbereitung

Aus den Anforderungen folgt, dass Monatsmittelwerte als Berechnungsgrundlage nicht ausreichend genau sind. Aufgrund der zweiten Anforderung werden im Rahmen der vorgestellten Methodik – in Anlehnung an eine Studie von Graham [2002] – stündlich aufgeschlüsselte meteorologische Daten verwendet, die eine hochgenaue Beschreibung der Einflussfaktoren ermöglichen.

Da historisches Wetter an nahezu jedem Ort der Welt statistische Schwankungen sowie lückenhafte oder fehlerhafte Messungen aufweist, wird synthetisches, d.h. typisches Wetter als Eingangsgröße für energetische Betrachtungen anstelle realer Messdaten genutzt. Es gibt unterschiedliche Methodiken zur Erzeugung dieser typischen Wetterdatensätze, die zum Teil auch national variieren (vergleiche Levermore u. Doylend [2002]). Wesentliche Unterschiede bestehen in Hinblick auf die Wahl des Bezugszeitraums sowie der mathematischen Modelle zur statistischen Gewichtung und Regression der Daten. Die Wahl des Wetterdatensatzes und die damit implizierten unterschiedlichen synthetischen Klimadatensätze führen bei der energetischen Betrachtung erwartungsgemäß zu unterschiedlichen Ergebnissen (vergleiche exemplarisch Huang [1998], Crawley [1998]).

Als synthetische Klimadatensätze für Berechnungszwecke wurden anfänglich einzelne Auslegungstage [VDI-Richtlinie 2078 1972] und Auslegungswochen [Hauser 1978], dann „Short Reference Years“ [Hauser 1983] verwendet. Seit vielen Jahren haben sich die sogenannten Testreferenzjahre — nach international gebräuchlicher Nomenklatur mit TRY (Test Reference Year) bezeichnet — etabliert. Hierbei handelt es sich um einen Datensatz ausgewählter meteorologischer Größen für jede Stunde eines Jahres. Die Testreferenzjahre spezifischer Regionen beinhalten den charakteristischen Witterungsverlauf eines kompletten Jahres. Sie basieren auf verschiedenen realen Witterungsabschnitten, die für alle Testreferenzjahre bzw. für jede Region identisch sind. Die Witterungsabschnitte werden vom jeweiligen nationalen Wetterdienst so ausgewählt, dass die Jahreszeitenmittelwerte

der einzelnen Wetterparameter (insbesondere Lufttemperatur und Luftfeuchte) an den Repräsentanzstationen möglichst gut mit den Langzeit-Mittelwerten übereinstimmen. Mit Glättungs- und Interpolationsverfahren werden die Daten aus den verschiedenen Witterungsabschnitten geeignet aneinander angeglichen.

Das Format des Testreferenzjahres ist auch für PKW-Nutzungsmodelle geeignet. Allerdings obliegen Auswahl und Abwägung der eigentlichen meteorologischen Daten dem jeweiligen nationalen Wetterdienst, wobei diese Standard-Datensätze nicht unstrittig sind, da sie zum Teil signifikante Abweichungen von den realen Messdaten aufweisen (vergleiche Pottler u. a. [1996], Hauser u. a. [2006]). Die Datenbeschaffung jedes länderspezifischen Standarddatensatzes beim jeweiligen Wetterdienst ist aufwendig und würde den Anforderungen der Nachhaltigkeit, der einfachen Aktualisierbarkeit sowie der Erweiterbarkeit der vorgestellten Methodik widersprechen. Dem zur Folge wird zwar das TRY-Datenformat verwendet, zur Beschaffung dieser Daten allerdings die globale meteorologische Datenbank METEONORM als Quelle genutzt, die diese Daten für die gesamte Welt in einheitlicher Form zur Verfügung stellt.

Meteorologische Datenbank METEONORM

METEONORM ist eine Kombination aus globaler Klimadatenbank und Wettergenerator. Die Software ermöglicht sowohl die Berechnung von langjährigen und aktuellen Monatsmittelwerten als auch von Stundenwerten eines typischen Jahrs. Es wurde speziell für den Einsatz mit Simulationsprogrammen für Solaranlagen und Gebäuden entwickelt. Die meteorologischen Daten basieren auf:

- ♦ Klimatologischen Daten von mehr als 7700 Wetterstationen weltweit. Gemessene Parameter: monatlicher Mittelwert der Globalstrahlung, Temperatur, Feuchtigkeit, Regenmenge, Windgeschwindigkeit, Windrichtung und Sonnenscheindauer.
- ♦ Satellitendaten für Gebiete mit geringer Dichte an Wetterstationen.
- ♦ Interpolationsmodellen zur Berechnung von Mittelwerten an einem beliebigen Punkt auf der Welt.

Um stündliche Daten zu erzeugen werden in METEONORM stochastische Verfahren genutzt. Da die Speicherung der stündlichen Messwerte für alle Wetterstationen zuviel Speicherplatz in Anspruch nehmen würde, werden ausschließlich interpolierte monatliche Mittelwerte gespeichert. Die stochastischen Modelle erzeugen hieraus Werte, die die gleichen statistischen Eigenschaften wie die gemessenen Daten aufweisen (Mittelwerte, Varianz, charakteristische Reihenfolge). Es konnte gezeigt werden, dass Daten, die auf diese Weise erzeugt werden, die Langzeitmittel gemessener Werte gut abbilden [Gansler u. a. 1994].

Temperatur

Grundlegender Gedanke bei der Interpolation von stündlichen Temperaturdaten ist die Annahme, dass die Schwankungen der Temperatur in erster Näherung proportional zur Amplitude des Globalstrahlungsprofils sind. Die Erzeugung der Daten erfolgt in drei Schritten:

1. Stochastische Erzeugung der Tagesgänge der Temperatur auf der Basis der monatlichen Temperaturmittelwerte, der tagesaufgelösten Globalstrahlungsmesswerte, sowie gemessener Temperaturverteilungen.
2. Berechnung der Tagesminimum- und -maximumtemperatur basierend auf zuvor erzeugten Tagestemperaturen sowie Tages- und Monatsstrahlungswerten.
3. Erzeugung der Temperaturstundenwerte basierend auf Tagesminimum, -maximum und stündlichen Globalstrahlungsdaten.

Die für dieses Vorgehen notwendigen Messwerte werden aus der Globalsod Datenbank des National Climatic Data Center (NCDC) extrahiert, die für 8000 Stationen auf der Welt tägliche Messwerte zur Verfügung stellt. Diese Daten wurden intensiv vom USAF auf Plausibilität und Fehler geprüft und korrigiert. Weitere Details sind dem METEONORM Handbuch zu entnehmen [Remund u. a. 2009]. Das Interpolationsverfahren ist validiert, die interpolierten Werte liefern gute Übereinstimmungen mit den Langzeitmesswerten.

Für die hier vorgestellte Methodik werden zwei verschiedene Temperaturmodelle verwendet, zum einen das Modell **Mittelwerte**: Dieses ergibt höchste und tiefste Stundenwerte pro Monat, die einem mittleren Monat entsprechen (METEONORM bezeichnet dieses Temperaturmodell als durchschnittliche Extremwerte). Zum anderen das Modell **10-jährige Extremwerte**: Ergibt höchste und tiefste Stundenwerte pro Monat, die alle 10 Jahre auftreten.

Solarstrahlung

Für die Solarstrahlung werden direkter und diffuser Anteil separat interpoliert. Die diffuse Solarstrahlung entsteht beim Durchtritt der Sonnenstrahlen durch die Atmosphäre aufgrund von Streuung und Reflexion an Staub und Luftmolekülen. Im Gegensatz zur direkten Solarstrahlung fällt die diffuse Solarstrahlung aus allen Richtungen auf bestrahlte Flächen und daher auch auf beschattete.

Für die weitere Theorie der Strahlungsberechnung sei auf das METEONORM Handbuch [Remund u. a. 2009] sowie weitere Veröffentlichungen bezüglich der Software (Remund u. Kunz 1997, Gansler u. a. 1994) verwiesen.

Relative Feuchte

Die Interpolation des Tagesganges der relativen Feuchte aus Monatsmittelwerten ist laut METEONORM Handbuch [Remund u. a. 2009] weniger detailliert validiert als für die Parameter Strahlung und Temperatur, was zu größeren Abweichungen der interpolierten Werte von den Langzeitmesswerten führt, als dies bei den zuvor beschriebenen Parametern der Fall ist. Dennoch stellt die Verwendung der so interpolierten relativen Feuchte einen guten Kompromiss zwischen Handhabbarkeit und Genauigkeit dar.

Lokale Aufbereitung

Für die jahreszeitenmittelwerttreuen Testreferenzjahre (TRY) wird z.B. Deutschland vom deutschen Wetterdienst in 15 Regionen unterteilt, d.h. es existieren 15 verschiedene Datensätze als Testreferenzjahre für Deutschland. Die Nutzung einer Vielzahl von dezentralen Datenquellen stellt keine nachhaltige Lösung dar. Daher wird die lokale Auflösung der Wetterdaten an die lokale Auflösung

der Daten zur Bevölkerungsdichte gekoppelt. Eine detaillierte Diskussion dazu findet sich in Kapitel 3.2.3.

3.2.2. PKW-Nutzungsparameter

Die zuvor diskutierten meteorologischen Parameter werden in stündlicher Auflösung verwendet. Da diese mit dem Nutzungsverhalten gewichtet werden sollen, um zum Beispiel den Einfluss des Nachtwetters abzuschwächen, werden die Daten zum Nutzungsverhalten ebenfalls in stündlicher Auflösung erhoben. Es wird ein Eingangs-Datensatz in Anlehnung an den amerikanischen National Household Travel Survey [U.S. Federal Highway Administration 2010] verwendet: Die gefahrenen Minuten pro Stunde des jeweiligen Wochentages. Dabei wird bewusst auf die Aufgliederung in einzelne PKW-Klassen verzichtet und ausschließlich ein Standard-PKW-Nutzungsverhalten betrachtet. Das Nutzungsverhalten wird statistisch in sogenannten nationalen Verkehrsstudien (national travel surveys) dokumentiert. Die Methodik, mit der diese gewonnen werden, ist nicht standardisiert. Für Europa und die Vereinigten Staaten von Amerika sowie China und Indien ergibt sich folgendes Bild:

Datenlage PKW-Nutzung Europa

Die Erhebung des PKW-Nutzungsverhaltens in Bezug auf Kurzstrecken-Mobilität ist im europäischen Raum nicht harmonisiert. Die europäische Statistik-Behörde EUROSTAT hat zwar eine Arbeitsgruppe zum Aufbau einer gesamteuropäischen Datenbank und der Unterstützung der Mitgliedsländer bei der Durchführung und Harmonisierung von lokalen Verkehrsstatistiken ins Leben gerufen, dennoch gibt es derartige Erhebungen bisher nur in 12 der 27 Mitgliedsstaaten.

Auf der Basis von 10 nationalen Statistiken zur Zeitnutzung hat die europäische Statistikbehörde EUROSTAT einen europäischen Time Use Survey (TUS) erstellt, der allerdings ausschließlich kumulierte, also keine stündlich aufgeschlüsselte Nutzungszeit enthält [European Commission 2004]. Einen Eindruck über die unterschiedlichen Methodiken und den unterschiedlichen Informationsgehalte der einzelnen nationalen Studien gibt Anhang D. Durch die Verwendung unterschiedlicher Methodiken sind die einzelnen Statistiken nur bedingt vergleichbar. Der von EUROSTAT ausgearbeitete Vorschlag für eine harmonisierte Datenerhebung sieht im Augenblick keine stündliche Auflösung der Nutzungsdaten vor, diese ist allerdings für die Verwendung der Daten im Rahmen der hier vorgeschlagenen Methodik zwingend erforderlich.

Um trotz der uneinheitlichen Gesamtdatenlage eine sinnvolle Datenbasis bezüglich der Nutzung zu schaffen, ergab sich aus Rücksprache mit EUROSTAT die Idee, sich zunächst auf die vier ausführlichsten National Travel Surveys in Europa zu konzentrieren (Deutschland, Dänemark, Großbritannien und Schweiz). Da die dänische Statistik ausschließlich in dänischer Sprache publiziert wird, wird sie für diese Untersuchung nicht herangezogen. Im Folgenden ist die Datenlage der drei untersuchten Nutzungsstatistiken kurz kommentiert:

Deutschland

Für Deutschland gibt es drei Erhebungen, die Kurzstrecken-Personen-Mobilität dokumentieren: zum einen das „German Mobility Panel“ [Zumkeller u. a. 2008], die Studie

„Mobility in Germany“ [infas & DLR 2010] und die Dissertation von Pinkofsky [2006]. Erstere enthält keine stündlich aufgelösten Daten, sogenannte Tagesganglinien, und ist damit nicht relevant. Die Studie „Mobilität in Deutschland“ enthält in ihrer Version von 2004 [infas & DIW 2004] Tagesganglinien nach Wochentagen. Diese sind allerdings nicht erkennbar einer Personenmenge zuzuordnen. Die Dissertation von Pinkofsky [2006] stellt Daten mit der größten Detailtiefe zur Verfügung, die unter anderem nach Bundesländern und unterschiedlichen Nutzungstypen differenziert.

Schweiz

Die Schweizer Statistik liefert stundenaufgelöstes Verkehrsaufkommen mit einer statistisch korrigierten Umrechnung auf Anteile an der Gesamtbevölkerung [BFS & ARE 2007].

Großbritannien

Der britische National Household Travel Survey [Department for Transport 2006] enthält ebenfalls Daten zu Verkehrsaufkommen, die nach Stunde und Tag der Woche aufgelöst sind.

Datenlage PKW-Nutzung Vereinigte Staaten von Amerika

Der National Household Travel Survey (NHTS) des U.S. Department of Transportation [U.S. Federal Highway Administration 2010] ist eine der ausführlichsten Studien zu PKW-Nutzungsverhalten. Er enthält ausführliche Daten zu Nah- und Fernverkehr. Neben Informationen zu Tageszeit, Wochentag und Dauer der Fahrzeugbewegungen sind des weiteren Informationen zu Wegstrecke, Zweck und Anzahl der Reisenden hinterlegt.

Datenlage PKW-Nutzung Indien

Indien führt auf nationaler Ebene keine Statistiken zu Kurzstrecken-Mobilität durch. Regionale Statistiken sind ausnahmslos in Hindi verfasst. In englischer Sprache fanden sich verwendbare Informationen zur stündlich aufgelösten Nutzung privater Personkraftwagen in einer Dissertation von Banerjee [2006], die sich mit Zeitnutzung in Entwicklungsländern beschäftigt. In dieser Quelle wird ein stündlich aufgelöstes Nutzungsverhalten für die indische Stadt Thane aus dem *2001 Thane Household Travel Survey* dargestellt. Hierbei wird allerdings nicht zwischen Werk- und Wochenend-Tagen differenziert. Die tägliche PKW-Gesamtnutzungszeit ist, einer weiteren Publikation des gleichen Autors [Banerjee u. a. 2007] folgend, mit 72,9 Minuten pro Person und Tag angenommen.

Datenlage PKW-Nutzung China

China führt auf nationaler Ebene ebenfalls keine Statistiken zu Kurzstrecken-Mobilität, die ein stundenaufgelöstes Nutzungsverhalten enthalten. Verwendbare Informationen zur stündlich aufgelösten Nutzung privater Personkraftwagen in China finden sich in einer Veröffentlichung von Hyodo u. a. [2005], die das Nutzungsverhalten von 13 Städten weltweit vergleicht, wovon eine die chinesische Stadt Chengdu ist.

Tagesgänge, die aus den oben genannten Statistiken extrahiert wurden, sind in Anhang D dargestellt. Problematisch in Bezug auf den Vergleich der einzelnen Tagesgänge ist die unterschiedliche Wahl der repräsentativen Stichprobe. Um dennoch einen Vergleich zu ermöglichen, erfolgt eine Normierung aller Statistiken auf die Anzahl der Gesamt-Personenstunden der jeweiligen nationalen Studie. Die sich daraus ergebenden Tagesgänge sind ebenfalls in Anhang D dargestellt. Aus den

Diagrammen ist ersichtlich, dass das normierte Nutzungsverhalten für die drei betrachteten Nutzungsräume in Europa ähnliche Verläufe aufweist.

Wie den vorangegangenen Ausführungen zu entnehmen ist, ist die Datenlage in Bezug auf das Nutzungsverhalten in Europa, USA, Indien und China derartig heterogen, dass das folgende Vorgehen gewählt wurde: Für die genannten Regionen werden zwar jeweils unterschiedliche Nutzungsverhalten zu Grunde gelegt, diese sind aber für jeden der vier geographischen Räume homogen. In den USA kommt der National Household Travel Survey (NHTS) zur Anwendung [U.S. Federal Highway Administration 2010], während für Europa ein einheitliches Nutzungsverhalten in Anlehnung an die Studie „Mobilität in Deutschland“ [infas & DIW 2004] zu Grunde gelegt wird. Letztere nutzt den in der Studie für Deutschland angegebenen prozentualen Tagesgang und legt eine durchschnittliche Fahrzeit als Fahrzeugführer im PKW pro Person von 50 Minuten an Wochentagen und 30 Minuten an Wochenendtagen zu Grunde (motiviert durch infas & DIW [2004, S. 116]). Für gesamt Indien wurde ein einheitliches Nutzungsverhalten nach dem „2001 Thane Household Travel Survey“, wie er in [Banerjee 2006, Seite 69] dargestellt wird, angewendet und eine durchschnittliche Fahrzeit als Fahrzeugführer im Pkw pro Person von 72,9 Minuten (motiviert durch [Banerjee u. a. 2007, Tabelle 2]) zugrunde gelegt.

Für gesamt China wurde ein einheitliches Nutzungsverhalten nach Hyodo u. a. [2005] verwendet. Als durchschnittliche Fahrzeit als Fahrzeugführer im PKW pro Person wurden 50 Minuten an Wochentagen und 30 Minuten an Wochenendtagen zu Grunde gelegt, dieses erfolgt ebenfalls in Anlehnung an die von Hyodo [Hyodo u. a. 2005] veröffentlichten Ergebnisse. Die verwendeten Nutzungsprofile sind in Anhang D dargestellt.

3.2.3. Modellsystematik

Die Modellsystematik verknüpft die Daten zu Klima und PKW-Nutzungsverhalten mit dem Ziel, für automobile Klimaanlage relevante Umgebungsbedingungen zu erhalten.

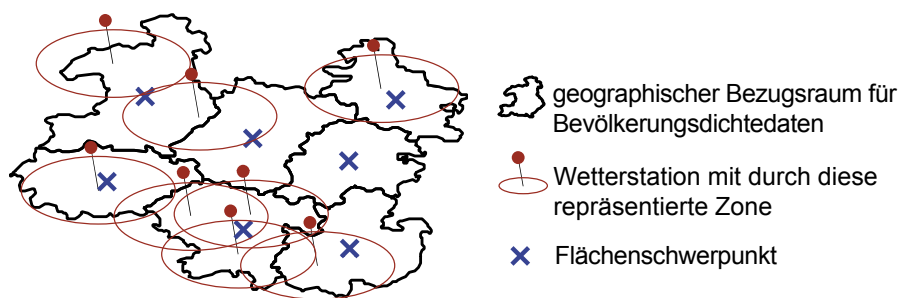


Abbildung 3.3.: Schematische Darstellung der nicht deckungsgleichen Bezugsräume der Daten zu Bevölkerungsdichte und Wetter.

In der Modellsystematik werden die Daten zum lokalen Klima daher zunächst mit den Daten zur PKW-Nutzung gewichtet. Wie im Folgenden näher erläutert wird, führt dies zu einer Abschwächung des Einflusses von Nachtwetter. Damit wird berücksichtigt, dass PKW zu unterschiedlichen

Uhrzeiten unterschiedlich häufig genutzt werden. Des Weiteren ist eine regionale Clusterung notwendig, um lokale Disparitäten in Bezug auf die Anzahl der fahrenden PKW zu berücksichtigen. Für letzteres werden Daten zur Bevölkerungsdichte herangezogen, da weder regional aufgeschlüsselte PKW-Zulassungszahlen noch zur Nutzungsdichte für die zu betrachtenden Räume verfügbar sind.

Zur lokalen Clusterung wurde kein geometrisch motiviertes Cluster herangezogen, sondern von den Regionen ausgegangen, für die im jeweiligen Land statistische Daten zur Bevölkerungsdichte vorhanden sind (Europa: NUTS-3 Daten nach Eurostat u. Gisco [2003], USA: Census Bureau [2000], Indien: Office of the Registrar General and Census Commissioner [2001], China: National Bureau of Statistics of China [1999]). Für diese Regionen gilt es, einen charakteristischen Jahresverlauf der meteorologischen Parameter zu ermitteln. Dabei stellt sich die Schwierigkeit, dass die geographischen Bezugsräume der Daten für Bevölkerungsdichte und meteorologische Daten nicht zwingend kongruent sind. Abbildung 3.3 zeigt dies schematisch. Daher wird postuliert, dass das Wetter im Flächenschwerpunkt eines geographischen Bezugsraumes für diesen repräsentativ ist. Abbildung 3.4 zeigt ein Ablaufschema der Modellsystematik.

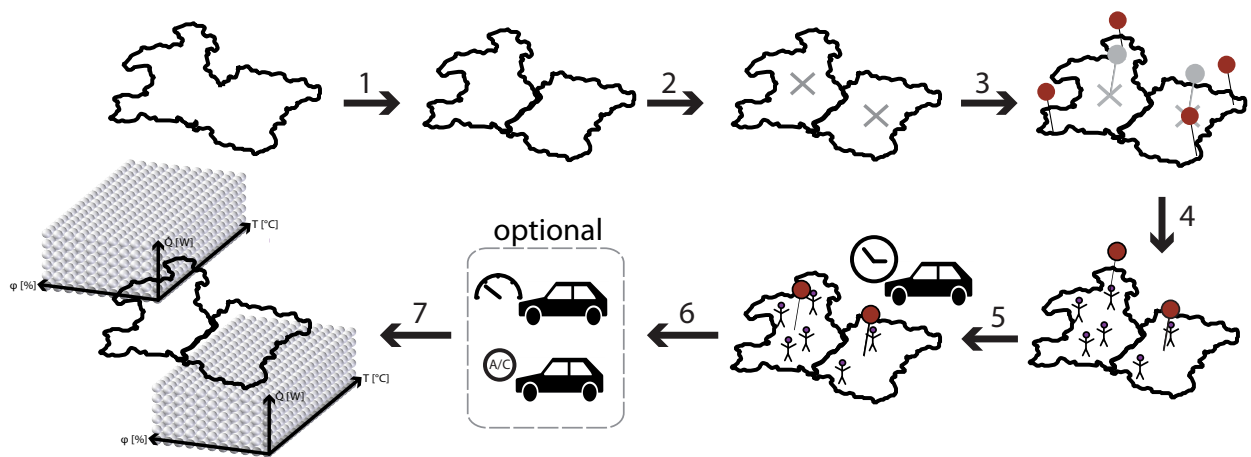


Abbildung 3.4.: Schematische Darstellung der Modellsystematik. Schritt 1: Geographische Clusterung, Schritt 2: Schwerpunktbestimmung der Unterräume, Schritt 3: Interpolation des Wetters im Schwerpunkt, Schritt 4: Gewichtung des interpolierten Wetters mit der Bevölkerungsdichte, Schritt 5: Gewichtung mit dem Nutzungsverhalten, Schritt 6: optionale weitere Gewichtungen z.B. mit der Auftretenshäufigkeit einzelner Fahrgeschwindigkeiten oder dem Schaltzustand der Klimaanlage, Schritt 7: Matrix mit der relativen Auftretenshäufigkeit einzelner Kombinationen aus Temperatur, relativer Feuchtigkeit und Strahlung für jeden Unterraum.

In Schritt 1 wird das entsprechende Land in geographische Unterräume untergliedert. In Schritt 2 wird der Flächenschwerpunkt des jeweiligen Unterraumes in einem Geoinformationssystem (Manifold 7x) ermittelt. In Schritt 3 wird im Flächenschwerpunkt ein charakteristischer Jahresverlauf der meteorologischen Parameter mittels der meteorologischen Datenbank METEONORM interpoliert. In Schritt 4 wird er jeweilige Unterraum relativ zu allen anderen betrachteten Räumen

über den Anteil der Personen, die in diesem Raum gemeldet sind, gewichtet. In Schritt 5 werden die meteorologischen Parameter eines jeden Unterraumes zeitlich mit den Tagesgängen des PKW-Nutzungsprofils gewichtet. In Schritt 6 können weitere, optionale Gewichtungen erfolgen, die dann über den Umgebungszustand hinaus den Lastzustand umfassen. Beispielfähig können das z.B. die Fahrgeschwindigkeit, oder der Schaltzustand der Klimaanlage als Funktion der Umgebungs- und Lastbedingungen sein. Schritt 7 stellt das Ergebnis in Form einer Matrix mit der relativen Auftretenshäufigkeit einzelner Kombinationen aus Temperatur, relativer Feuchte und Strahlung für jeden Unterraum dar.

3.3. Anwendung der Modellsystematik

Für beispielhafte Ergebnisse der Anwendung der Modellsystematik auf die geographischen Bezugsräume Europa, USA, Indien und China sei auf die Veröffentlichung Strupp u. Lemke [2010] verwiesen. Im Folgenden werden die Einflüsse der einzelnen Gewichtungsschritte der Modellsystematik auf das Ergebnis näher betrachtet. Zunächst wird der Einfluss des Nutzungsprofils auf die erzielten Ergebnisse näher beleuchtet. Danach erfolgt ein Vergleich mit existierenden nationalen wie firmenspezifischen Teststandards. In diesem Zusammenhang wird auch der Einfluss der geografischen Clusterung auf das Ergebnis untersucht.

3.3.1. Einfluss des Nutzungsverhaltens

Um den Einfluss des Nutzungsverhaltens auf die Relevanzen verschiedener Kombinationen meteorologischer Parameter auf das Ergebnis zu untersuchen, wurde die Modellsystematik auf Deutschland mit vier unterschiedlichen Nutzungsprofilen angewandt, deren Tages- und Wochengänge in Abbildung 3.5 dargestellt sind.

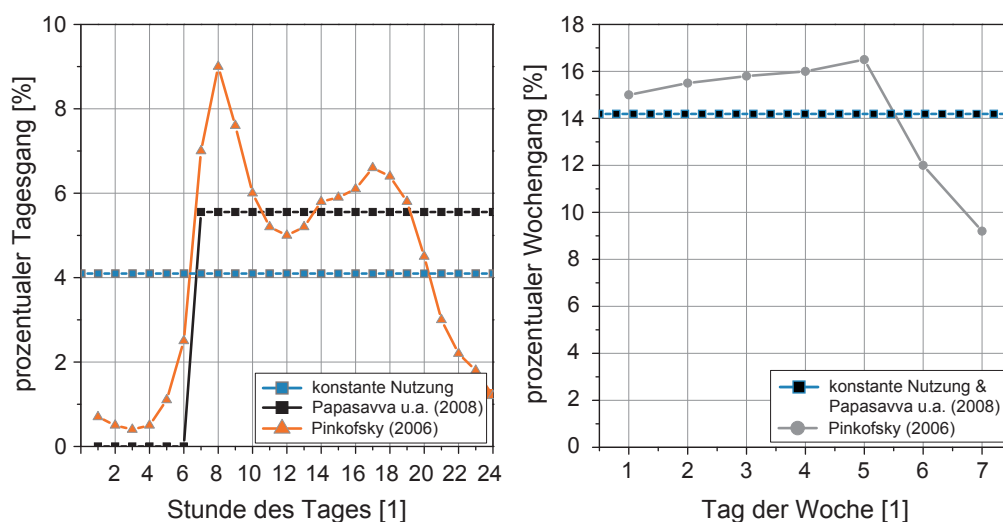


Abbildung 3.5.: *Unterschiedliche Nutzungsverhalten zur Abschätzung des Einflusses des Nutzungsverhaltens auf die Relevanz unterschiedlicher Außenlufttemperaturcluster.*

Zum einen das oben bereits diskutiert Nutzungsprofil nach infas & DIW [2004], ein sich am GREEN-MAC-LCCP® Papasavva u. a. [2008] orientierendes Nutzungsprofil, ein von Pinkofsky [2006] beschriebenes Nutzungsverhalten und als letztes ein Nutzungsverhalten, das jede Stunde des Tages gleich stark gewichtet und somit den Einfluss der realen PKW-Nutzung auf das Ergebnis vernachlässigt.

Die Ergebnisse des Vergleiches sind in Abbildung 3.6 dargestellt. Sie zeigen bezogen auf die Auftretenshäufigkeit einzelner Temperaturcluster eine maximale Abweichung von ca. 4%. Diese tritt für alle Temperaturcluster zwischen dem Nutzungsprofil nach infas & DIW [2004] und dem Nutzungsprofil, das eine konstante Nutzung annimmt, auf.

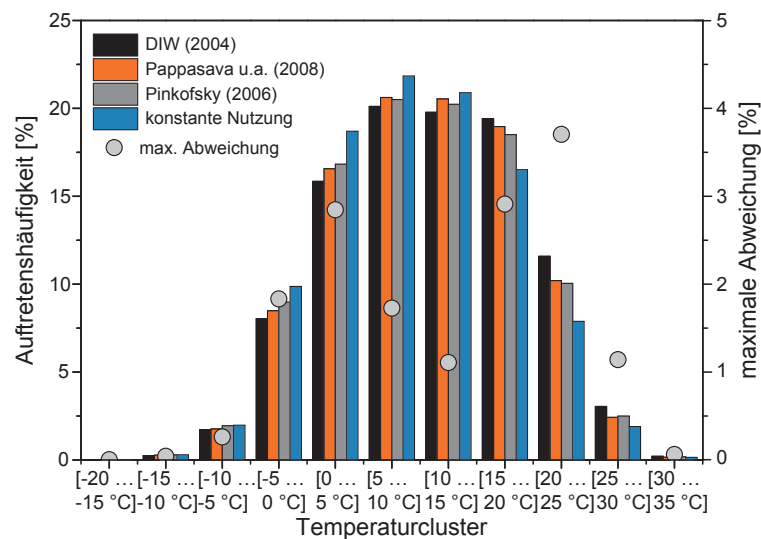


Abbildung 3.6.: *Relative Auftretenshäufigkeit einzelner Temperaturcluster für den geographischen Bezugsraum Deutschland bei Verwendung unterschiedlicher Nutzungsprofile, sowie die maximale prozentuale Abweichung zwischen den einzelnen Nutzungsprofilen.*

Es zeigt sich, dass die auf Verkehrszählungen beruhenden Profile (infas & DIW [2004] und Pinkofsky [2006]) höhere Temperaturen stärker gewichten, da sie den Einfluss des Nachtwetters mindern. Die wesentlichen Abweichungen treten daher zwischen dem konstanten und denen durch Statistiken motivierten Tagesgängen auf. So liefert das Nutzungsprofil nach infas & DIW [2004] im für die Klimatisierung besonders relevanten Temperaturcluster 20-25°C eine um 30% höhere Relevanz als das konstante Nutzungsprofil. Dies belegt die Notwendigkeit der Berücksichtigung eines sinnvollen Nutzungsprofils. Des Weiteren zeigen die Ergebnisse, dass unterschiedliche Nutzungsprofile nur zu bedingt unterschiedlichen Ergebnissen führen. So liegt die maximale Abweichung zwischen den nicht konstanten Nutzungsprofilen bei maximal 1,5%. Diese relativ kleine Abweichung belegt, dass der Einfluss des Detaillierungsgrades des Nutzungsprofils auf das Endergebnis von untergeordneter Bedeutung ist. Dies bestätigt den in dieser Arbeit vorgestellten Ansatz, auf sehr detaillierte, lokal aufgeschlüsselte Nutzungsprofile wie z.B. nach Pinkofsky [2006] zu verzichten. Darüber hinaus bestätigt es, dass der Fehler, der bei Ansetzen eines synthetischen Nutzungsprofils für Länder, in denen keine geeigneten statistischen Erhebungen vorhanden sind, vertretbar ist.

3.3.2. Einfluss der primären Gewichtungsgröße

Verwendet man an Stelle der Bevölkerung des jeweiligen Unterraumes den aus den Zulassungszahlen abgeleiteten PKW-Bestand als primäre Gewichtungsgröße, ergeben sich die in Abbildung 3.7 dargestellten Unterschiede.

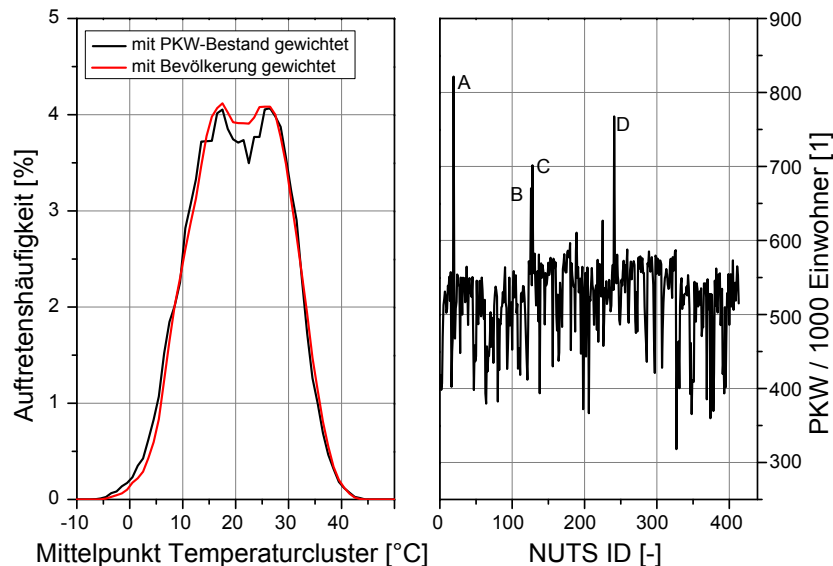


Abbildung 3.7.: links: Auftretenshäufigkeit der Außenlufttemperatur in Deutschland in Temperaturclustern von 1 K, bei Verwendung von lokaler Bevölkerung respektive PKW-Bestand als primärer Gewichtungsgröße. rechts: PKW je 1000 Einwohner nach Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung [Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung 2010]. A: Wolfsburg, B: Hochaunus-Kreis, C: Main-Taunus-Kreis, D: München, Landkreis.

Die Daten zum lokalen PKW-Bestand in Deutschland entstammen statistischen Daten des Kraftfahrt-Bundesamtes [Kraftfahrt-Bundesamt 2010]. Aus Abbildung 3.7 ist ersichtlich, dass sich bei Verwendung des lokalen PKW-Bestandes als primärer Gewichtungsgröße, ein zur „Urban Heat Island“ (vergleiche 3.4.3) gegenläufiger Effekt zeigt. Städtische Räume werden weniger stark gewichtet als ländliche Räume, wodurch die Bedeutung hoher Temperaturen weniger ausgeprägt ist. Eine genauere Betrachtung der lokalen PKW-Dichte, zeigt, dass die Verwendung des PKW-Bestandes als primärer Gewichtungsgröße nicht immer sinnvoll ist. Abbildung 3.7 rechts zeigt die Verteilung nach Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung [2010]. Die beiden höchsten Dichten von PKW pro 1000 Einwohner treten im Münchner Landkreis und Wolfsburg auf, was nahe legt, dass Leasing- sowie Mietfahrzeuge diese Statistik verfälschen.

3.3.3. Vergleich mit nationalen und firmenspezifischen Teststandards

Um die Frage zu beantworten, inwieweit die Ergebnisse der vorgestellten Modellsystematik mit denen der zuvor dargestellten Teststandards (siehe Kapitel 3.1.1) übereinstimmen, werden im Folgenden mit der Methodik für bestimmte geographische Bezugsräume erzeugte Ergebnisse verglichen. Dargestellt sind die relativen Auftretenshäufigkeiten unterschiedlicher Kombinationen von Außenlufttemperatur und relativer Luftfeuchte.

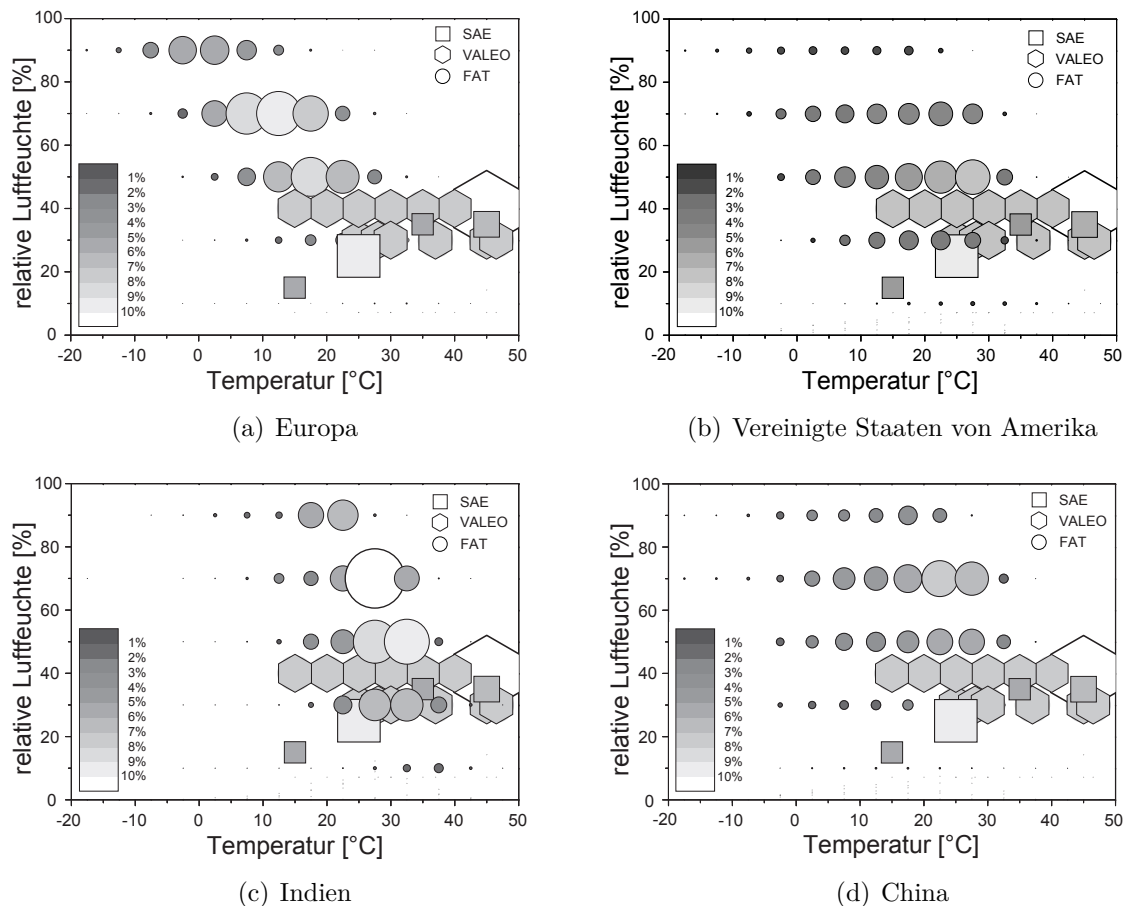


Abbildung 3.8.: Auftretenshäufigkeit einzelner Kombinationen aus Temperatur und relativer Feuchte nach [SAE J2765 2008], Valeo Standard Testing Conditions [Benouali u. a. 2008], FAT Umgebungsbedingungen Europa (a), USA(b), Indien (c) und China (d) [Strupp u. Lemke 2010]

In den Abbildungen 3.8 sind die Auftretenshäufigkeiten von Kombinationen aus relativer Feuchte und Temperatur für die geografischen Bezugsräume dargestellt, wobei die mit „FAT“ bezeichneten Daten mit der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Systematik erzeugt wurden.

Es zeigt sich, dass der SAE-Standard J2765 [SAE J2765 2008], die Valeo Standard Testing Conditions [Benouali u. a. 2008] und die hier vorgestellte Systematik für einzelne geographische Räume bezüglich der Relevanz zu stark unterschiedlichen Ergebnissen kommen. Dies begründet sich in der Tatsache, dass Teststandards wie der SAE-Standard J2765 [SAE J2765 2008] und die Valeo

Standard Testing Conditions [Benouali u. a. 2008] schwerpunktmäßig zur Auslegung von PKW Kältekreisläufen dienen und weniger zu deren energetischer Bewertung, weshalb sie im Wesentlichen Extrembedingungen berücksichtigen.

Die hier vorgestellte Methodik sowie die Untersuchungen von Duthie [2002] und Papasavva u. a. [2008] sind hingegen auf energetische Bewertungen ausgerichtet. Abbildung 3.9 zeigt einen Vergleich der Ergebnisse von Duthie [2002] und der Methodik dieser Arbeit. Abweichend von den anderen Auftragungen wird in dieser Abbildung eine Perzentil-Darstellung gewählt, da die Daten von Duthie ausschließlich in dieser Form veröffentlicht sind. Das Perzentil, als ein spezielles Quantil, gibt den Anteil aller Werte der Grundgesamtheit an, die unterhalb des zugehörigen Prozentwertes liegen.

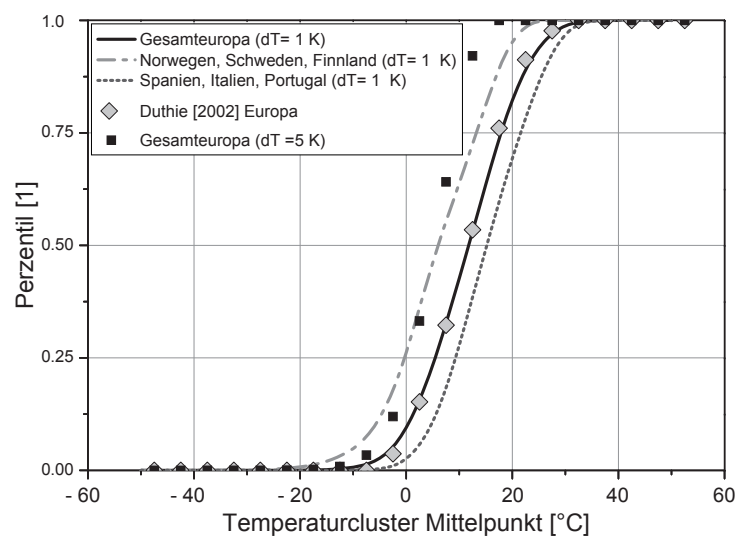


Abbildung 3.9.: Auftretenshäufigkeit der Außenlufttemperatur in Europa in Temperaturclustern von 5 K [Strupp u. Lemke 2010], 1 K und nach Duthie [2002]

Es zeigt sich, dass die beiden Systematiken in Bezug auf die Außenlufttemperatur in Europa zu sehr ähnlichen Ergebnissen kommen. Dies ist allerdings nur dann der Fall, wenn die Perzentile mit Ergebnissen einer 1 K - Clusterung erzeugt werden. Erfolgt die Clusterung der Eingangsdaten in 5K Schritten ergibt sich eine Perzentilkurve deren Wendepunkt hin zu niedrigeren Temperaturen verschoben ist (vergleiche Abbildung 3.9). Dies begründet sich darin, dass bei einer 5K Clusterung der Einfluss niedriger Umgebungstemperaturen auf die Mittelwertbildung höher ist.

Das Werkzeug GREEN-MAC-LCCP® von Papasavva u. a. [2008] betrachtet nicht ganze Regionen, sondern definiert 66 Städte weltweit als repräsentative Datenbasis. Ein Vergleich von Daten zur Verteilung des weltweiten Automobilbestandes (vergleiche Kahn u. Milan [2010]) mit der Wahl der Städte zeigt, dass die Städte die weltweite Verteilung von PKW gut abbilden. Um die Sinnhaftigkeit der Herangehensweise beurteilen zu können, werden im Folgenden betrachtet:

- ♦ inwieweit die klimatischen Daten des GREEN-MAC-LCCP® Werkzeuges und der hier vorgeschlagenen Methodik kongruent sind

- ♦ inwieweit die einzelnen Städte des GREEN-MAC-LCCP® Werkzeuges ein für die jeweilige Region repräsentatives Wetter liefern

Diese Fragen werden im Folgenden beantwortet:

Klimatische Eingangsdaten

Das Werkzeug GREEN-MAC-LCCP® betrachtet die Temperaturauftretenshäufigkeit in sechs Temperaturclustern ($<0^{\circ}\text{C}$, $1-10^{\circ}\text{C}$, $11-20^{\circ}\text{C}$, $21-30^{\circ}\text{C}$, $31-40^{\circ}\text{C}$, $>40^{\circ}\text{C}$). Ein Vergleich der mittels METEONORM für die 66 Städte ermittelten Daten und der im Werkzeug hinterlegten klimatischen Daten zeigt Abweichungen (siehe Abbildung 3.10 beispielhaft für das Temperaturcluster $21-30^{\circ}\text{C}$). Für den Vergleich erfolgte keine Gewichtung mittels Daten zur Bevölkerungsdichte. Als PKW-Nutzungsprofil wurde eine zum GREEN-MAC-LCCP® identische Tagesganglinie mit gleichmäßiger Nutzung zwischen 6 Uhr und 24 Uhr verwendet. Bezogen auf die für die Klimatisierung relevanten Temperaturcluster treten folgende wesentlichen Unterschiede auf:

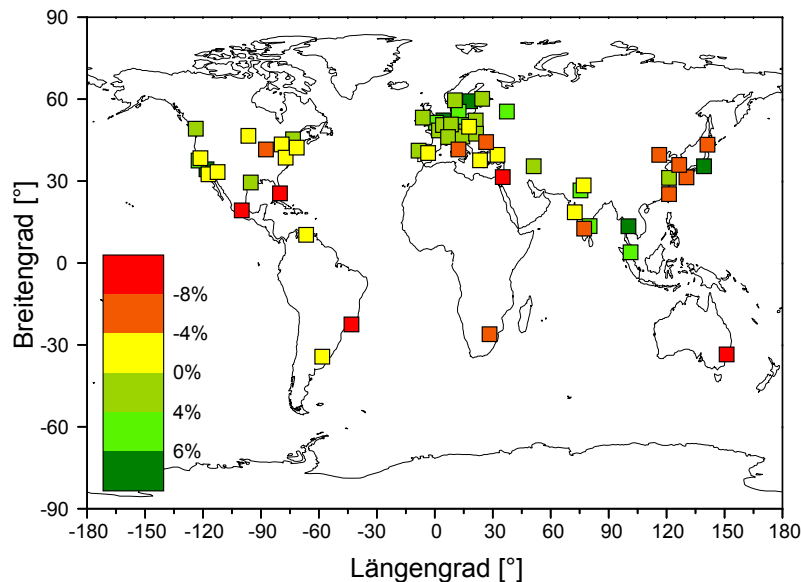


Abbildung 3.10.: Weltkarte mit der Lage der im GREEN-MAC-LCCP® klimatisch berücksichtigten Städte [Papasavva u. a. 2008] sowie der farbcodierten Abweichung der mit METEONORM ermittelten Daten des Temperaturclusters $21^{\circ}\text{C} < T < 30^{\circ}\text{C}$ zu den Daten der im GREEN-MAC-LCCP® hinterlegten Daten.

$T > 40^{\circ}\text{C}$ Einzig für die Stadt Phoenix gibt es hier eine relevante Abweichung: Während die Relevanz dieses Temperaturclusters im GREEN-MAC-LCCP® Werkzeug mit 0% angenommen wird, gibt der mit METEONORM ermittelte charakteristische Jahresverlauf einen Zeitanteil von 6% an.

$31^{\circ}\text{C} \leq T < 40^{\circ}\text{C}$ Es treten für folgende Städte signifikante Unterschiede auf (Unterschied im Anteil des Clusters $> 5\%$): Mexico City, Rio de Janeiro, Bangkok, Chennai, Sacramento, Ljubljana, Toronto und Mumbai.

21°C < T < 31°C Es treten an mehreren Standorten Abweichungen auf, diese sind in einer farbcodierten Karte in Abbildung 3.10 dargestellt.

Geographische Repräsentation

Um festzustellen, inwieweit das Klima der 66 Städte eine geeignete Repräsentation der jeweiligen Teilregion und die Gesamtheit der Städte eines Landes darstellt, wird im Folgenden ein exemplarischer Vergleich vorgestellt:

USA: Houston Texas

Houston Texas repräsentiert bei Green-MAC-LCCP®: Texas, Oklahoma, Arkansas, Tennessee und North Carolina. Die folgende Abbildung (3.11) zeigt die Anwendung der zuvor vorgestellten Systematik zum einen auf die Stadt Houston Texas und zum anderen auf den geographischen Bezugsraum der amerikanischen Bundesstaaten Texas, Oklahoma, Arkansas, Tennessee und North Carolina.

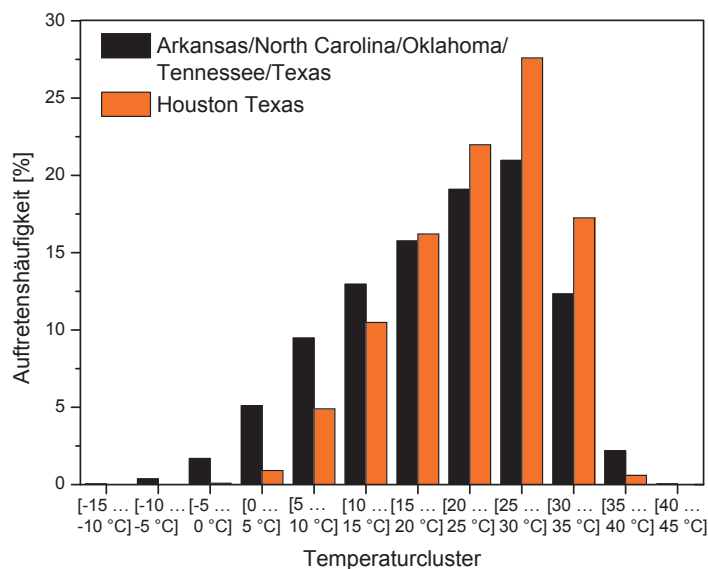


Abbildung 3.11.: *Auftretenshäufigkeit unterschiedlicher Temperaturcluster bei Anwendung der vorgestellten Systematik auf die Stadt Houston und auf die Bundesstaaten Texas, Oklahoma, Arkansas, Tennessee und North Carolina*

Es ist erkennbar, dass insbesondere bezüglich der Relevanz von Temperaturen größer 25°C deutliche Abweichungen entstehen.

Zusammenfassend kann man anhand der diskutierten Vergleiche der Ergebnisse der vorgestellten Systematik mit anderen existierenden Teststandards feststellen, dass die vorgestellte Systematik existierende Standards sinnvoll ergänzen kann, vor allem dann, wenn ein expliziter räumlicher Bezug der Daten gewünscht ist.

3.3.4. Energiebedarf einer PKW-Klimaanlage über einen charakteristischen Jahresverlauf

Eine Anwendungsmöglichkeit der, mit der vorgestellten Systematik erzeugten Informationen zur Relevanz einzelner Kombinationen aus Außenlufttemperatur, relativer Luftfeuchte und Solarstrahlung ist die Betrachtung des Energiebedarfs von PKW-Kälte-/Heizanlagen über einen charakteristischen Jahresverlauf. Im Folgenden wird diese Betrachtung für verschiedene geographische Bezugsräume weltweit unter Annahme unterschiedlicher charakteristischer COP-Verläufe als Funktion der Umgebungstemperatur durchgeführt.

Dazu wird zunächst die notwendige Kälteleistung als Funktion der Außenlufttemperatur definiert, wobei ein reiner Umluftbetrieb angenommen wird. Die erforderliche Kälteleistung ergibt sich dabei aus der Summe des Wärmeeintrags durch die Insassen (metabolischer Wärmestrom $\dot{Q}_{metab.}$), dem konvektiven Wärmeeintrag in die Fahrzeugkabine $\dot{Q}_{konv.}$, sowie der solaren Einstrahlung $\dot{Q}_{solar.}$. Vereinfachend wird davon ausgegangen, dass der metabolische Wärmestrom unabhängig vom Umgebungszustand konstant ist, die konvektiv eingetragene Wärme linear mit der Außenlufttemperatur korreliert und die einfallende Solarstrahlung der auf einer horizontalen Fläche von $1m^2$ entspricht (vergleiche 3.12). Der Einfluss der Umgebungsfeuchte wird vernachlässigt. Damit lässt sich für jede Kombination aus Außenlufttemperatur und Solarstrahlung für einen gegebenen geographischen Bezugsraum die in einem charakteristischen Jahr für die Klimatisierung notwendige Kälteleistung bestimmen. In Anlehnung an die für das Kältemittel R-134a von Hrnjak u. a. [2002] veröffentlichten COP-Verläufe als Funktion der Außenlufttemperatur wurde ein Referenzverlauf definiert (vergleiche Abbildung 3.12 rechts).

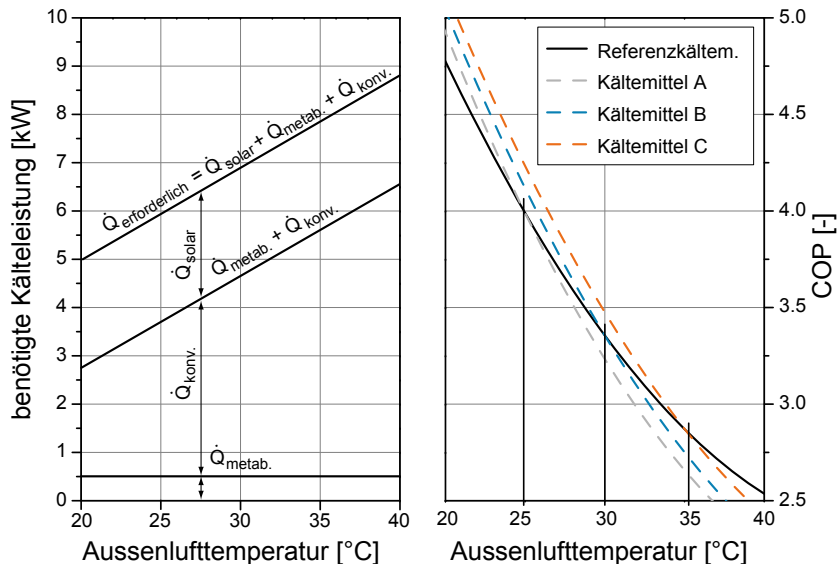


Abbildung 3.12.: links: notwendige Kälteleistung als Summe des Wärmeeintrags durch: Insassen $\dot{Q}_{metab.}$, konvektiver Wärmeeintrag $\dot{Q}_{konv.}$, sowie solare Einstrahlung $\dot{Q}_{solar.}$ in Anlehnung an Malik u. Bullard [2004], rechts: COP als Funktion der Außenlufttemperatur für ein Referenzkältemittel, sowie drei generische Verläufe.

Verglichen wird dieses Referenzkältemittel mit drei hypothetischen Kältemitteln, deren generische COP-Verläufe ebenfalls in Abbildung 3.12 rechts dargestellt sind. Die drei generischen Kurven verlaufen parallel zu einander und schneiden die Referenzkurve bei unterschiedlichen Werten der Außenlufttemperatur.

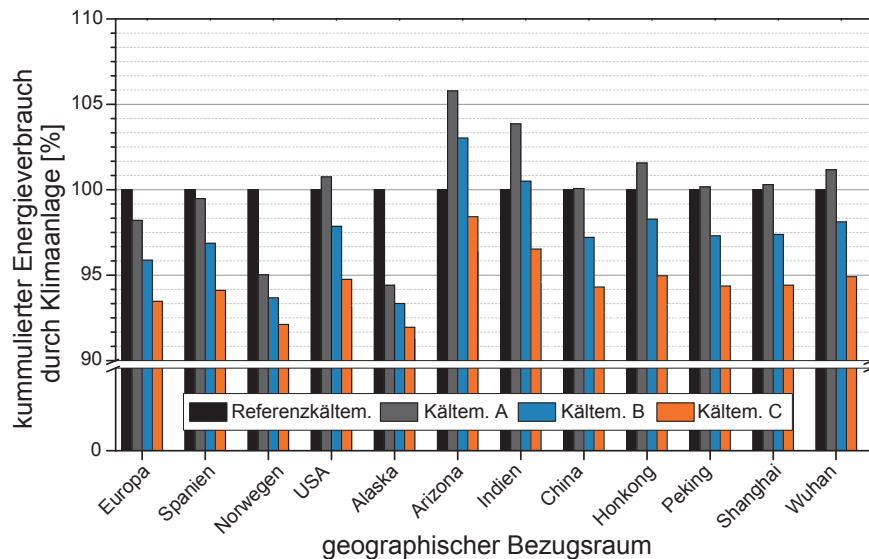


Abbildung 3.13.: *Kumulierter Jahres-Energieverbrauch für verschiedene Regionen der Erde bei Verwendung unterschiedlicher Kältemittel.*

Aus der Kenntnis der jeweils erforderlichen Kälteleistung sowie des jeweiligen COP kann die notwendige Antriebsleistung des Verdichters abgeleitet werden. Gewichtet man diese mit der relativen Auftretenshäufigkeit der jeweiligen Kombination aus Außenlufttemperatur und Solarstrahlung, kann eine Aussage zum kumulierten Energieverbrauch der jeweiligen Klimaanlage getroffen werden. Abbildung 3.13 zeigt einen Vergleich der kumulierten Jahres-Energieverbräuche der vier Kältemittel. Es ist ersichtlich, dass die maximal auftretende Differenz in Bezug auf den kumulierten Energieverbrauch 7% nicht übersteigt.

3.4. Umgebungsbedingungen für automobile Verflüssiger

Die zuvor diskutierten Umgebungsbedingungen für die gesamte Fahrzeugklimaanlagen stellen die Basis für die Definition der für automobile Verflüssiger relevanten Umgebungsbedingungen dar. Darüber hinaus müssen die folgenden Aspekte für Verflüssiger im Speziellen berücksichtigt werden: Für energetische Betrachtungen sind luftseitige Randbedingungen von Bedeutung, da Verflüssiger im Fahrzeug luftseitig nicht homogen durchströmt sind. Zusätzlich müssen die auftretenden kältemittelseitigen Randbedingungen berücksichtigt werden.

Für die Auslegung sind ebenfalls die sich aus der Einbausituation ergebenden luft- und kältemittelseitigen Randbedingungen zu berücksichtigen. In Bezug auf die auftretenden Kombinationen klimatischer Parameter ist hier nicht die Bandbreite aller Kombination von Relevanz, sondern die

Extremwerte, also z.B. die extremsten 1% aller auftretenden Temperaturen sowie die Gesamtdauer, unter denen bei diesen Bedingungen Fahrten stattfinden.

Im Folgenden wird zunächst auf die sich aus der Einbausituation ergebenden Einflussfaktoren auf die luftseitigen Randbedingungen von Verflüssigern eingegangen. Der Einfluss einzelner Mechanismen wird basierend auf einer Literaturrecherche quantifiziert. Es folgt eine Diskussion der für die Bewertung von Verflüssigern genutzten kältemittelseitigen Randbedingungen. Abschließend werden die luftseitigen Einflussparameter auf ihre Generalisierbarkeit hin überprüft. Die generalisierbaren Effekte werden dann in die Methodik zur Definition relevanter Umgebungsbedingungen aufgenommen, um ein typisches Verflüssiger-Mikroklima beschreiben zu können.

3.4.1. Luftseitige Randbedingungen zur Bewertung von Verflüssigern

Zur Bewertung automobiler Verflüssiger werden zumeist folgende luftseitige Randbedingungen spezifiziert:

- ♦ Luft-Geschwindigkeit
- ♦ Luft-Eintrittstemperatur
- ♦ Luft-Eintrittsfeuchte

Diese Parameter werden im Wesentlichen durch die Einflussparameter: Inhomogenität der Anströmung, Fahrgeschwindigkeit und Luft-Rezirkulationsrate beeinflusst.

Inhomogenität der Anströmung

Der Bauraum im Fahrzeug und besonders im Motorraum ist begrenzt. Das Platzangebot im Motorraum wird durch den Fahrzeugtyp, das Design und die Motorisierung bestimmt. Die dort angeordneten Komponenten konkurrieren um den begrenzten Bauraum, der Verflüssiger steht in enger Konkurrenz zu dem Radiator, Ladeluft- und Ölkühler des Fahrzeugs. Diese vier Wärmeübertrager bilden das Klima-Kühlungsmodul. Der Verflüssiger wird dabei bei konventionellen PKW mit Verbrennungsmotoren direkt hinter dem Kühlergrill und Stoßfänger angeordnet, um die maximal mögliche Temperaturdifferenz nutzen zu können. Diese Anordnung sorgt dafür, dass die abführbare Leistung durch das Design des Frontends sowie den Fahrzustand bestimmt wird. Abbildung 3.14 zeigt eine beispielhafte Anordnung der einzelnen Komponenten des Frontends nach Hucho [2005].

Das Design des Frontends birgt damit auch in Bezug auf die Klimaanlage ein energetisches Optimierungspotential. Dabei stehen die Bereitstellung einer möglichst gleichmäßigen Luftzufuhr und die äußere Aerodynamik sowie ein ansprechendes Design des Frontends in Konkurrenz zueinander. Darüber hinaus wechselwirken die einzelnen Wärmeübertragersysteme luftseitig miteinander, was zu weiteren Zielkonflikten führt. So erhöht der Betrieb der Klimaanlage die Motorlast und damit auch den abzuführenden Wärmestrom des Motorkühlsystems. Gleichzeitig verringert ein dem Radiator vorgeschalteter Verflüssiger die maximale Temperaturdifferenz und damit die Effizienz Radiators. Bei der Anordnung müssen also Kompromisse eingegangen werden, aus denen eine eingeschränkte Leistungsfähigkeit der einzelnen Komponenten z.B. des Verflüssigers resultiert. Die Luftströmungsverhältnisse in den einzelnen Wärmeübertrager sind abhängig von den Betriebszuständen der durchströmten und umströmten Bauteile im Bereich des Frontends sowie dem Fahrzustand des PKW. Der Luftstrom durchströmt die

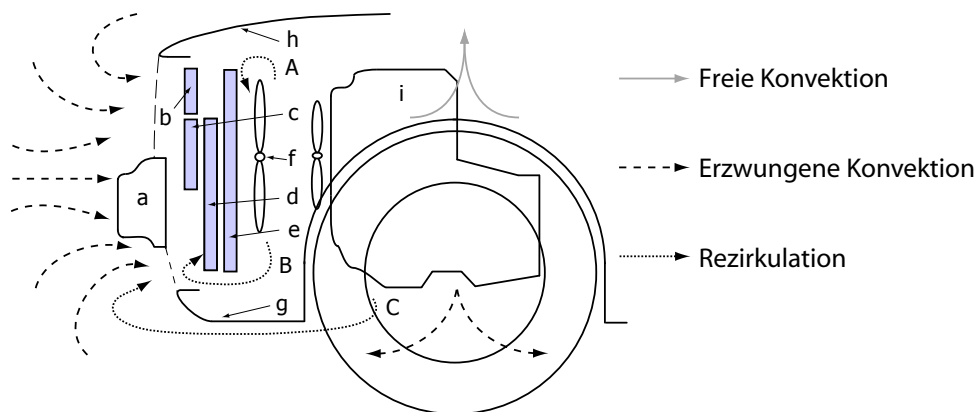


Abbildung 3.14.: *Beispielhafte Anordnung der Wärmeübertrager im Frontend (a: Stoßfänger, b: Ladeluftkühler, c: Ölkühler, d: Verflüssiger (Kältekreislauf), e: Radiator (Kühlkreislauf), f: Lüfter, g: Unterbodenverkleidung, h: Motorhaube, i: Motor) sowie im Fahrzeugstillstand auftretende Luft- und Rezirkulationsströme (A: Lüfterrezirkulation, B: interne Rezirkulation, C: externe Rezirkulation).*

Wärmeübertrager zum Teil seriell, dadurch erwärmt sich die Luft und die vorliegende Temperaturdifferenz für die hinteren Wärmeübertrager wird geringer. So können z.B. bei Elektrofahrzeugen großflächige Niedertemperatur-Batteriekühler vor dem Verflüssiger angeordnet sein.

Fahrgeschwindigkeit

Die Anströmung der Wärmeübertrager ist bei niedrigen Fahrtgeschwindigkeiten und während des Fahrzeugstillstands Betriebs besonders kritisch. Da im Leerlaufbetrieb und im Stop & Go-Verkehr die Anströmung durch die Fahrgeschwindigkeit fehlt, muss der Lüfter den gesamten Kühlluftmassenstrom fördern, der aus der Umgebung des Vorderwagens ungerichtet angesaugt wird. Dazu kommt insbesondere im Motorraum sowie um das Fahrzeug herum die überlagerte Luftbewegung durch thermischen Auftrieb (freie Konvektion) (vergleiche Abbildung 3.14).

Bei Fahrgeschwindigkeiten über 40 km/h ändert sich das Strömungsfeld deutlich, Leckagen im Kühlluftsystem bewirken keine Rezirkulationserscheinungen mehr. Dies begründet sich in einem Anstieg des hydrodynamischen Druckes in Folge der höheren kinetischen Energie der anströmenden Luft. Dieser hydrodynamische Druck – nach Daniel Bernoulli die Veränderung des Oberflächendruckes gegenüber dem hydrostatischen Druck –, wird über die einzelnen Wärmeübertrager wieder abgebaut und damit eine Rezirkulation verhindert.

Luft-Rezirkulationsrate

Neben dem geringen Luftmassenstrom werden bei Stillstand des Fahrzeuges Lufteintrittstemperaturen gemessen, die deutlich über der Außenlufttemperatur liegen. Laut Capellmann u. Schütt [2006] sind diese auf die Rezirkulation der im Kühlmodul erwärmten Luft zurückzuführen (vergleiche Abbildung 3.14). Man differenziert dabei drei verschiedene Arten der Rezirkulation: Die Rezirkulation am Lüfter, die interne und die externe Rezirkulation; dargestellt in Abbildung 3.14 in Anlehnung an Hucho [2005]. Zirkuliert die Luft direkt am Lüfter (A), verringert sich der Massenstrom durch den Verflüssiger bei gleichbleibender Eintrittstemperatur.

peratur. Bei einer internen Rückströmung (B) aufgrund ungenügender Abdichtung um das Kühlmodul strömt heiße Luft um den Radiator zurück und erhöht damit die Eintrittstemperatur. Die dritte Art der Rezirkulation, die externe Rezirkulation (C), ist konstruktiv am schwierigsten zu unterbinden. Bei dieser strömt Luft, die den Motorraum durch die dafür vorgesehenen Öffnungen verlassen hat, zurück zum Lufteintritt am Frontend und erhöht damit ebenfalls die Lufteintrittstemperatur.

Die beschriebenen Rückströmungsphänomene erhöhen bis auf **A** in Abbildung 3.14 allesamt die Lufteintrittstemperatur, was einen Anstieg des Kondensationsdruckes bewirkt. Dies erhöht die notwendige Verdichterantriebsleistung und kann im Extremfall zu einer Hochdruckabschaltung führen. Dieses Problem wird herstellerunabhängig insbesondere bei Fahrzeugen der Oberklasse beobachtet [Capellmann u. Schütt 2006].

Den ungünstigsten Fall luftseitiger Randbedingungen für automobiler Verflüssiger stellt die Überlagerung aller drei zuvor diskutierten negativen Effekte (Luftrezirkulation, inhomogenen Luftanströmung, niedrige Fahrgeschwindigkeit), wie sie insbesondere im Fahrzeugstillstand auftreten kann, dar.

Aufgrund der Relevanz der Fragestellung für das Energiemanagement des Gesamtfahrzeuges gibt es eine Vielzahl von Veröffentlichungen, die sich mit der luftseitigen Durchströmung von Verflüssiger und Klima-Kühlmodul beschäftigen. Diese Veröffentlichungen können in drei Schwerpunktthemen unterteilt werden: Luftführung innerhalb des Kühlmoduls, Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Wärmeübertragern des Klima-Kühlmoduls und dem Einfluss einer ungleichmäßigen luftseitigen Anströmung.

3.4.1.1. Literaturübersicht zu eingeschränkter Luftzufuhr am Verflüssiger

Nach Mazen [2007] stellt sich die Literatur zu eingeschränkter Luftzufuhr am Verflüssiger wie folgt dar: Ambros u. Arnemann [1993] beschreiben ein modular aufgebautes Simulationsverfahren zur Auslegung der später herrschenden realen Einbau- und Betriebsbedingungen der Motorkühlung. Das Simulationsverfahren berücksichtigt insbesondere die Wechselwirkungen zwischen dem Klima- und Motorkühlkreislauf und der Systemumgebung.

Martin u. a. [2004] am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz untersuchten das Verhalten eines Gaskühlers bei einer Außenlufttemperatur von 25°C, einem konstanten Verdichtungsaustrittsdruckes von 90 bar und einer Verdichterdrehzahl von $n = 900 \text{ min}^{-1}$. Durch den konstanten Verdichtersaugdruck konnte eine gleichbleibende Antriebsleistung gewährleistet werden. Sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungszahl nahmen deutlich ab, wenn der Verflüssigervolumenstrom der Luft unter einen Wert von $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ sinkt. Eine Vergrößerung des Volumenstroms über $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ hat keinen signifikanten Einfluss auf die Leistung des Systems: Die Antriebsleistung steigt näherungsweise linear mit dem Hochdruck, die Kälteleistung steigt degressiv an und der COP zeigt ein flaches Maximum. Weiterhin untersuchte Martin auch die Oberflächentemperaturverteilung über den Gaskühler bei einer ungleichmäßigen luftseitigen Anströmung desselbigen. In seinem Simulationsmodell für den Gaskühler kann er luftseitig ein Geschwindigkeitsprofil für die Anströmung vorgeben. Auf Grundlage des berechneten Geschwindigkeitsprofils berechnete Martin anhand seines Simulationsmodells die Oberflächentemperaturverteilung am Gaskühler. Über die

Breite des Gaskühlers wurde das Geschwindigkeitsprofil zur Verdeutlichung der Ergebnisse konstant gehalten. Die Temperaturverteilung über dem Gaskühler zeigt, dass die Oberflächen-Temperaturen hinter dem Stoßfänger deutlich höher sind, während in den Bereichen niedriger Verblockung und damit hoher Strömungsgeschwindigkeiten die Oberflächen-Temperaturen bedeutend niedriger ausfallen [Martin u. a. 2004].

Die Firma Behr GmbH & Co. KG entwickelte mit Hilfe von CFD- und Finite-Elemente-Strukturberechnungen ein Verfahren zur Bestimmung der Temperaturverteilung und der Spannungen innerhalb eines Wärmeübertragers. Anhand dieser Berechnungen kann die Lebensdauer der Komponente prognostiziert werden. Bei der Betrachtung eines Kältemittelkühlers zeigten die Untersuchungen, dass sich, nachdem das Kältemittel den Kühler erreicht hat, eine heiße Zunge entlang der oberen Kühlrohre ausbildet. Die Zunge vergrößert sich schrittweise, bis eine gleichmäßige Temperaturverteilung über alle Rohre erreicht ist. Ein ähnliches Bild ergibt sich, wenn der Kühler im Fahrzeug vermessen wird. Es bildet sich wieder eine heiße Zunge entlang der obersten Rohre, allerdings ist das oberste Rohr in diesem Fall wärmer als bei der Simulation. Der Unterschied ergibt sich aus der inhomogenen Luftanströmung über den Kühler. Der Luftvolumenstrom ist im Bereich der oberen Rohre sehr gering, dadurch ergibt sich eine verstärkte Zungenbildung. Die einzelnen Rohren weisen zu Beginn eine gleichförmige Durchströmung auf. Mit der Zeit steigt sie in den ersten 6 Rohren stark an, was zur Ausbildung der heißen Zunge führt. Die Massenströme in den oberen Rohren sind bis zu einem Faktor 11 höher als in den restlichen Rohren. Sofern der maximale Kühlmittelmassenstrom erreicht ist, vergleichmäßigte sich die Strömung, da sich die unteren Bereiche des Kühlers langsam erwärmen.

Jones u. Fletcher [2005] haben die Wärmeübertrager des Frontends einzeln sowie zusammen auf ihre gegenseitige Beeinflussung hin untersucht. Im ersten Schritt haben sie die Komponenten Ölkühler, Verflüssiger, Radiator sowie den Ladeluftkühler einzeln betrachtet. In einem zweiten Schritt haben sie die Wärmeübertrager im Zusammenbau wie im Front End auf ihre Leistung untersucht. Die Messungen erfolgten bei verschiedenen Luftanströmungsgeschwindigkeiten von $v = 2, 4, 6, 8$ und 10 m/s sowie unterschiedlichen Außenlufttemperaturen. Zur simulativen Untersuchung wurde der Wärmeübertrageraufbau mit dem Simulationsprogramm Flowmaster abgebildet. Die Komponenten wurden durch Anpassung der Parameter ihrer realen Leistung angeglichen. Die Wärmeübertrager sind hintereinander angeordnet (vergleiche Abbildung 3.14): Der Ölkühler sitzt über dem Ladeluftkühler ganz vorne, dahinter schließt sich der Verflüssiger der Klimaanlage und schließlich der Radiator an. Für die Simulation haben Jones und Fletcher die Luftanströmungsfläche in fünf Teilflächen aufgeteilt. Die Luft, die durch die Wärmeübertrager fließt, wärmt sich von Ebene zu Ebene unterschiedlich auf, da die Wärmeübertrager unterschiedlich groß sind. Simulationstechnisch war es in dieser Untersuchung nicht möglich, die Wärmeübertrager mit inhomogenen Luftströmen zu beaufschlagen, daher ist es für die Durchführung der Simulation notwendig, die Wärmeübertrager in mehrere einzelne Apparate aufzuteilen und diese mit einem jeweils homogenen Luftstrom anzuströmen. Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Leistung des Verflüssigers bei einer Luftgeschwindigkeit von $v = 8 \text{ m/s}$ im Zusammenbau eine um $29,3\%$ reduzierte Leistung aufweist, verglichen mit den Werten aus der freien Anströmung. Da die Ergebnisse die gleiche Anströmgeschwindigkeit und die gleiche Kreislauffüllmenge aufweisen, kann die Verschlechterung der Leistung auf die vorgeheizte Luft durch die vorgelagerten Wärmeübertrager zurückgeführt werden. Insgesamt konnte auf diese Weise die Kälteleistung der Wärmeübertrager im System durch die Simulation bestätigt werden [Jones u. Fletcher 2005]. Die Ergebnisse der Untersuchung von Jones

und Fletcher zeigen, dass die Leistung des Verflüssigers im Wesentlichen von der Temperatur und von der Geschwindigkeit der Luftzuströmung beeinflusst wird.

Die Abhängigkeit von Luftmassenstrom und Kälteleistung an einem Gaskühler diskutiert Mager [2002]. Er untersucht, ob es für bestimmte Lastfälle (3. Gang bei 40 °C und Leerlauf bei 48 °C) einen kritischen Luftmassenstrom gibt, ab dem sich durch eine Erhöhung des Massenstroms der abgeführte Wärmestrom nicht weiter steigern lässt. Darüber hinaus ist Gegenstand seiner Untersuchungen, inwieweit sich die Gaskühleraustrittstemperatur durch eine Erhöhung des Luftmassenstroms an die Lufteintrittstemperatur nähert. In den zwei festgelegten Lastfällen wird jeweils der Luftmassenstrom verändert. Der Luftmassenstrom ist maßgeblich durch aerodynamische und Design-Randbedingungen vom Fahrzeug vorbestimmt. Im Leerlauf kann die fehlende Anströmung durch die Fahrtgeschwindigkeit mit einer erhöhten Drehzahl des Lüfters weitestgehend kompensiert werden. Magers Untersuchungen ergeben, dass die Wärmeübertragungsleistung mit steigendem Luftmassenstrom zunimmt und gleichzeitig die Temperaturdifferenz von Kältemittel und Luft abnimmt. Eine Reduktion des Luftmassenstroms von 0,18 auf 0,09 kg/s im Leerlaufbetrieb entspricht einer Reduzierung der Wärmeübertragerleistung von 38%, dabei erhöht sich die Temperaturdifferenz um 11,5 K. Erhöht man hingegen den Luftmassenstrom von 0,18 auf 0,27 kg/s ergibt sich daraus eine Steigerung der Wärmeübertragungsleistung von 11% und die Temperaturdifferenz vermindert sich um 3,7 K. Es zeigt sich, dass es einen kritischen minimalen Luftmassenstrom gibt, im Fall des Leerlaufbetriebs beträgt dieser 0,18 kg/s, ab dem die Wärmeübertragungsleistung stark sinkt. Positiv zu bewerten ist die Absenkung der Temperaturdifferenz durch die Erhöhung des Luftmassenstroms, da sich durch die Herabsetzung der Gaskühleraustrittstemperatur eine Verschiebung der Eintrittsenthalpie am IHX ergibt und damit eine höhere Kälteleistung möglich ist [Mager 2002]. Die Ergebnisse von Mager in Bezug auf die Abhängigkeit zwischen Kälteleistung und Luftmassenstrom decken sich mit denen von Martin u. a. [2004].

Srun, Guerrero, u. Jouanny [2002] untersuchten den Einfluss des Gebläses und der Gestaltung der Luftzuführung im Frontend auf die Leistung des Radiators für die Motorkühlung und des Verflüssigers der Klimaanlage. Sie setzten die Flächen der Luftzufuhr durch den Kühlergrill zur Radiatorfläche ins Verhältnis. Nach ihren Untersuchungen ergibt sich im Optimum ein Verhältnis der Flächen von $S_0/S_R = 0,4$, wobei S_0 die Fläche des Kühlergrills und S_R die Fläche des Radiators repräsentiert. Für ein Flächenverhältnis von 0,4 ergibt sich ein optimaler Kompromiss zwischen Wärmeübertragungsleistung und Frontend Design. Der Einschränkung der Luftzufuhr durch den Kühlergrill hat nach Srun besonders bei mittleren und hohen Fahrgeschwindigkeiten einen großen Einfluss auf die Leistung der Wärmeübertrager.

Mathur [2005] beschäftigte sich mit einer Erhöhung der Klimaanlageleistung durch eine Verbesserung von Luftzufuhr und Luftführung im Frontend. Dazu untersuchte er 12 Fahrzeuge hinsichtlich Komponentenanzahl und Luftführung. Der Schwerpunkt seiner Untersuchungen lag dabei auf der Luftführung zum Verflüssiger und der Luftführung zwischen Verflüssiger und Radiator bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und unter Leerlaufbedingungen. Im untersuchten Aufbau war der Verflüssiger vor dem Radiator und dem Gebläse angeordnet. Durch fehlende Abdichtungen an allen vier Seiten der Wärmeübertrager konnte die Luft den Weg des geringsten Widerstands einschlagen und die Wärmeübertrager einzeln umströmen. Dies führt zu Umströmungsverlusten, die experimentell quantifiziert wurden. Für ein exemplarisches Auto strömten 15 % der Luft am Verflüssiger vorbei, weitere 9% Einbußen traten zwischen Verflüssiger und Radiator auf. Der Luftstrom, der

den Radiator umfließt beträgt 24 %. Unter Leerlaufbedingungen konnte Mathur eine Erhöhung der Verflüssigerzulufttemperatur von bis zu 29K nachweisen. Seine Messungen ergaben, dass keines der 12 getesteten Autos ein ideales Frontend Design aufwies, welches über hinreichende Abdichtung verfügt und damit Rezirkulationen verhindert.

Takeuchi, Kakishita, u. Kohri [2002] erstellten ein Berechnungsmodell, um die Kälteleistung der PKW-Klimaanlage zu bestimmen. Die Strömungsbedingungen und Temperaturen am Verflüssiger wurden in Abhängigkeit der Fahrbedingungen variiert. Die Autoren definierten vier Faktoren, die den Wärmehaushalt innerhalb des Motorraums beeinflussen: Motorleistung, Motorkühlungsbedarf, kühlender Luftstrom und die Kälteleistung der Klimaanlage. Die CFD-Analyse wurde herangezogen, um die Temperatur des kühlenden Luftstroms zu prognostizieren; der Luftmassenstrom ist dabei eine Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Autoren stellten fest, dass das Strömungsfeld drastisch über die verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten variiert. Bei niedrigen und bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten konnten sie eine Rezirkulation des Luftstroms erkennen und damit eine negative Beeinflussung des Verflüssigers feststellen. Die Kühlleistung erhöhte sich grundsätzlich durch die steigende Kompressordrehzahl oder durch eine Erhöhung der Luftgeschwindigkeit. Das Herabsetzen der Temperatur der anströmenden Luft am Verflüssiger erhöhte ebenfalls die Kühlleistung. Zur Verbesserung der Leistung untersuchten sie den Effekt einer optimierten Luftzufuhr zum Verflüssiger, um Rückströmungen zu unterbinden. Die CFD-Analysen zeigten, dass Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung sich hierdurch deutlich verbesserten. Die Luftgeschwindigkeit stieg um 25%, während die Temperatur am Verflüssigereintritt deutlich abnahm. Weiterhin zeigten die Autoren, dass durch die Optimierung der Zuluftführung die Kühlleistung auch gesteigert werden konnte.

Jama, Watkins, Dixon, u. Ng [2004] untersuchten experimentell den Einfluss inhomogener Anströmung auf den Radiator. Ihre Untersuchungen führten sie an einem Ford Falcon in einem Windkanal durch. Die inhomogene Anströmung realisierten sie durch partielles Abdecken der Luftschlitze am Kühlergrill und am Luftschlitz unter dem Stoßfänger. In ihren Versuchen realisierten sie Abdeckungen von 25%, 50% und 75% der Luftzufuhrfläche. Die Autoren stellten im Windkanal Geschwindigkeiten von 100 km/h nach. Um den Luftstrom über den Radiator zu quantifizieren, wurde an 24 Punkten am Radiator der Druck gemessen. Bei einer vertikalen Verblockung verringerten sich die Luftgeschwindigkeiten weniger stark, während die horizontale Abdeckung zu höheren Luftgeschwindigkeiten führte.

Zur Bestimmung der Inhomogenität der Anströmung wurde von Lee u. Hong [2000] ein Inhomogenitätsfaktor definiert.

$$i = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^n \frac{|V_K - V_{av}|}{V_{av}} \quad (3.1)$$

Dabei ist V_K die Geschwindigkeit einer Sektion und V_{av} die Durchschnittsgeschwindigkeit über den Radiator. Je größer der Faktor i ist, desto größer ist die Inhomogenität der Anströmung. Die Gleichung gilt für sektionierte Flächen gleicher Größe. Der Inhomogenitätsfaktor ist für die vertikale Abdeckung höher als für die horizontale Abdeckung. Jama u.a. stellen die Hypothese auf, dass ein steigender Inhomogenitätsfaktor mit einer Reduktion der Wärmeübertragungsleistung des Kondensators korreliert [Lee u. Hong 2000]. Mittels CFD-Analyse untersuchte Markowitz [1999] das Strömungs- und Temperaturfeld des Motorraums mit besonderer Beachtung des Verflüssigers der Klimaanlage. Er untersuchte am Ford Focus des amerikanischen Marktes den Effekt des Einbaus zusätzlicher Fahrtrichtungsanzeiger in den Kühlergrill. Die Fahrtrichtungsanzeiger entsprechen einer

zusätzlichen Verblockung von 100 cm^2 . Mit Hilfe der CFD-Analyse fand er heraus, dass der Einfluss der Anströmung in diesem Fall nicht so schwer ins Gewicht fiel. Größer war im Vergleich der Effekt der Rezirkulationen und damit der Temperaturanstieg am Verflüssiger. Er schloss daraus, dass eine Abdichtung des Kühlmoduls unverzichtbar sei, um den einwandfreien Betrieb der Wärmeübertrager zu gewährleisten.

Yang u. a. [2003] untersuchten die Anordnung des Gebläses im Kühlmodul. Sie verglichen dabei zwei Anordnungen: Verflüssiger-Radiator-Gebläse und Verflüssiger-Gebläse-Radiator. Mittels CFD-Analyse untersuchten sie die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung unter Leerlaufbedingungen und mit Rückenwind. Sie stellten fest, dass durch die unterstützende Gebläseleistung der Luftstrom in diesen Betriebszuständen ausreichend ist. Des Weiteren ergaben die Untersuchungen, dass sich durch die Rezirkulation der Luft eine höhere Lufttemperatur am Verflüssigereintritt einstellt. Mit geeigneten Abdichtungen kann die Rezirkulation auf ein akzeptables Maß reduziert werden.

Tang [2003] untersuchte die Wechselwirkung zwischen dem Verflüssiger und einem luftgekühlten Ölkühler. Er versuchte eine Anordnung zu finden, bei der die geringste negative Wechselwirkung zwischen den beiden Wärmeübertragern besteht. Dabei nahm er insbesondere auf die drei verschiedenen Wärmeübertragungssituationen im Verflüssiger Rücksicht: Den Bereich des überhitzten Kältemittels, den zweiphasige Kondensationsbereich und den Unterkühlungsbereich. Je nach dem, wo der Ölkühler vor dem Kondensator positioniert war, setzte dieser den Druck sowie auch die Geschwindigkeit herab und erhöht gleichzeitig die Eintrittstemperatur der Luft. Für den Bereich des überhitzten Kältemittels bedeutete dies eine Verschiebung der einsetzenden Kondensation. Im Zweiphasengebiet erfolgt eine Reduktion der Wärmeabgabe. Im Unterkühlungsbereich kann der interessanteste Effekt auftreten: die Unterkühlung fällt geringer aus und falls die Lufttemperatur die Kältemitteltemperatur übersteigt, kann es zu einem Verdampfen des Kältemittels kommen.

Die oben diskutierten Forschungsarbeiten können in drei Schwerpunktsgebiete zusammengefasst werden:

Luftführung innerhalb des Klima-Kühlmoduls

Die Luftführung innerhalb des Klima-Kühlmoduls umfasst die Durchströmung der Wärmeübertrager mit der Problematik der Abdichtung gegen Rezirkulationen. Auf diesem Gebiet haben schwerpunktmäßig Takeuchi, Kakishita, u. Kohri [2002], Yang, Bozemann, Shen, u. Acre [2003], Jones u. Fletcher [2005] und Mathur [2005] ihre Forschungen durchgeführt.

Wechselwirkung zwischen den einzelnen Wärmeübertragern und Kühlkreisläufen

Mit der Wechselwirkung zwischen den einzelnen Wärmeübertragern und Kühlkreisläufen haben sich hauptsächlich Tang [2003] und Ambros u. Arnemann [1993] beschäftigt.

Inhomogene luftseitige Anströmung

Der dritte Bereich beschäftigt sich mit der inhomogenen luftseitigen Anströmung und den daraus resultierenden Effekten auf die Wärmeübertrager. Mit dieser Problemstellung haben sich Jama, Watkins, Dixon, u. Ng [2004], Markowitz [1999], Martin, Lang, u. Rieberer [2004], Mager [2002], Srun, Guerrero, u. Jouanny [2002], Knaus, Kühnel, u. Behr GmbH & CO KG [2006] und Jugert, Martin, Mönkediek, u. Rieberer [2009] auseinandergesetzt.

Damit lässt sich zusammenfassend feststellen, dass alle drei Gruppen von Phänomen – Rezirkulationen, Wechselwirkungen der Wärmeübertrager des Klima-Kühlmoduls, inhomogene Luft-

anströmung – die abführbare Wärme aller Wärmeübertrager des Klima-Kühlungsmoduls drastisch reduzieren können, diese Effekte aber nicht generalisierbar sind. Letzteres begründet sich in den vielfältigen Abhängigkeiten - Geometrien, Fahrzustand, Fouling, Daher werden im Rahmen dieser Arbeit keine konstruktiven Abhilfemaßnahmen diskutiert, sondern die Möglichkeit des Auftretens solcher leistungsmindernder Effekte als gegeben hingenommen. Statt dessen werden zum einen ein Vorschlag zur integralen Steigerung der abführbaren Wärmen im gesamten Klima-Kühlungsmodul – die nicht-adiabate Verdunstungskühlung – zum anderen eine isolierte Maßnahme zur Verbesserung der Energieeffizienz des Kältekreislaufes – die Unterkühlungsregelung – vorgestellt.

3.4.2. Kältemittelseitige Randbedingungen zur Bewertung von Verflüssigern

Zur Bewertung automobiler Verflüssiger werden zumeist Eintrittstemperatur, Eintrittsdruck und Unterkühlung als kältemittelseitige Randbedingungen verwendet. In Kombination mit den zuvor diskutierten luftseitigen Randbedingungen ergibt sich damit der Kältemittelmassenstrom. Dabei ist die Kältemittelfüllmenge des Verflüssigers einer der Freiheitsgrade, die notwendig sind, um die spezifizierten Randbedingungen einzustellen. Die Füllmenge hat wie in 2.3.2 experimentell belegt wird, einen erheblichen Einfluss auf den Druckverlust der Gesamtkomponente IRDC. Je nach Kältemittelfüllmenge im Gesamtkreislauf, und damit im Verflüssiger, stellt sich ein anderer Kondensationsdruck, und damit eine andere Leistung ein. Nutzt man die oben angeführten kältemittelseitigen Randbedingungen, wie sie in zahlreichen unveröffentlichten, firmenspezifischen Teststandards definiert werden, um kältemittelseitig unterschiedlich aufgebaute Verflüssiger miteinander zu vergleichen, kann dies zu Fehleinschätzungen führen. Insbesondere die Festsetzung der Unterkühlung auf einen fixen Wert führt dazu, dass der Verflüssiger, so er als IRDC realisiert ist, unter Umständen außerhalb des Arbeitsbereiches des integrierten Sammlers betrieben wird. Damit stellt sich die im Benchmark ermittelte Leistung in der Realität nur bei einer unter- bzw. überfüllten Anlage ein.

3.4.3. Verflüssiger-Mikroklima

Basierend auf den zuvor diskutierten luft- und kältemittelseitigen Randbedingungen lässt sich zusammenfassend feststellen:

- ♦ dass luft- und kältemittelseitige Randbedingungen automobiler Verflüssiger in der Realität mannigfaltig sind,
- ♦ dass die Lufteintrittsbedingungen in den Verflüssiger nicht dem meteorologischen Umgebungszustand, wie ihn Wetterstationen dokumentieren, entspricht,
- ♦ dass der abführbare Wärmestrom durch die sich aus der Einbausituation ergebende luftseitige Durchströmung signifikant herabgesetzt werden kann,
- ♦ dass der Einfluss der Einbausituation auf die luftseitige Durchströmung aufgrund der vielfältigen bestehenden Abhängigkeiten (Geometrien, Verschmutzung, etc.) nicht generalisierbar ist,
- ♦ dass eine aus thermodynamischer Sicht optimale Einbausituation zumeist aus Kosten, Platz, Design und aerodynamischen Gründen nicht realisiert wird.

Eine Bewertung einzelner Wärmeübertrager sowie Wärmeübertragerkonzepte erfolgt zumeist mittels Prüfstandsversuchen, die sich an Teststandards orientieren, wie sie in Kapitel 3.3.3 beschrieben

sind. Diese Versuche können nicht die gesamte Bandbreite der luftseitig auftretenden Phänomene sinnvoll abbilden, stellen aber eine geeignete Grundlage für die Auslegung von automobilen Klimaanlage dar. Die festgestellten Abweichungen zum real auftretenden Klima begründen sich in einer pauschalen Berücksichtigung der diskutierten Effekte auf Luft- und Kältemittelseite. Eine derartige Pauschalisierung birgt die Gefahr einer generellen Überdimensionierung des Klimakühlungsmoduls, dem auf verschiedene Arten vorgebeugt werden kann:

Methodikerweiterung: Berücksichtigung des Fahrzeug-Mikroklimas

Berücksichtigung generalisierbarer Effekte des Fahrzeug-Mikroklimas in der vorgeschlagenen Methodik zu relevanten Umgebungsbedingungen für automobile Klimaanlage. Dazu wird im Folgenden ein Ansatz diskutiert.

Maßnahmen zum Lastmanagement

Vorsehen von Maßnahmen zum Lastmanagement, also einer Dimensionierung der Wärmeübertrager anhand charakteristischer Bedingungen und dem Vorhalten geeigneter Maßnahmen zum kurzzeitigen Abfangen von Lastspitzen. Hierzu wird in Kapitel 4 ein Lösungsansatz vorgestellt.

Die Abweichung des Fahrzeug-Mikroklimas vom Umgebungszustand begründet sich nicht ausschließlich in der Luftströmung im und um das Fahrzeug. Der meteorologische Umgebungszustand, wie er von Wetterstationen erfasst wird, beruht auf Messungen bei standardisierten Randbedingungen, wie sie für z.B. für den deutschen Raum in DIN 19685 [1997] definiert sind. Diese Norm schreibt unter anderem vor, dass die Messstation auf einem Grundstück von $300 - 400m^2$ stehen muss, zu Hauswänden und befestigten Flächen ein Abstand von 10 Metern einzuhalten ist und Windrichtung, Windgeschwindigkeit sowie Sonnenscheindauer 10 Meter über Boden an einem freistehenden Mast oder - bei Anbringung auf Gebäuden - 5 Meter oberhalb des Dachgiebels gemessen werden müssen. Die Temperatur ist am selben Mast in 2m Höhe zu bestimmen.

Dies zeigt, dass eine solche Temperatur zwar für eine Überlandfahrt mit naturnahem Horizont repräsentativ ist, nicht aber für eine Stadtfahrt. Diese Abweichung wird in der Klimatologie als Stadtklima bezeichnet. Die Ursachen des urbanen Klimas sind nach Möller [2004] sowohl auf makroskalige als auch auf mikro- und mesoskalige Einflussgrößen zurückzuführen. Zur Gruppe der makroskalig wirksam werdenden Faktoren zählen nach Möller [2004]:

- ♦ die geografische Breite bzw. Klimazone,
- ♦ die Oberflächenformen und deren Beschaffenheit (Relief- und Topografieverhältnisse) sowie
- ♦ die Entfernung zu großen Wasserkörpern.

Die Gruppe der mikro- bis mesoskalig wirksamen Einflussgrößen besteht in erster Linie aus:

- ♦ der Stadtgröße / Einwohnerzahl,
- ♦ der Art der urbanen und ruralen Flächennutzungen,
- ♦ die kleinräumigen topografischen urbanen und ruralen Verhältnisse,
- ♦ dem Versiegelungsgrad des Bodens,
- ♦ der Intensität der dreidimensionalen Strukturierung eines Stadtkörpers sowie
- ♦ der Emissionsstärke gasförmiger, fester und flüssiger Luftbeimengungen sowie fühlbarer und latenter Abwärme aus technischen Prozessen.

Die Einflüsse der eher großräumig wirkenden makroskaligen Faktoren treten im Allgemeinen hinter diejenigen der Meso- und Mikroskala zurück, wie Wienert [2002] anhand der Auswertung umfangreichen statistischen Materials belegt. Dies zeigt die Notwendigkeit, Meso- und Mikroskala bei der Betrachtung der für PKW relevanten Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen. Wichtige stadtklimatische Steuerungsgrößen stellen neben der Größe und Struktur von Städten in erster Linie die auf dem thermischen und hydrologischen Verhalten der städtischen Baukörper beruhenden Oberflächenenergiebilanzen, die Zuordnung und Mischung von bebauten und nicht bebauten Flächen, die Abwärme- und Wasseremissionen sowie die Freisetzungstärke von Luftverunreinigungen dar. In Anhang E sind nach Chimielewski u. a. [2005] die wichtigsten Unterschiede zwischen Stadt und Umland am Beispiel westeuropäischer Großstadtbedingungen aufgezählt. Den dort dargestellten Abweichungen liegen nach Kuttler [2004a] im Wesentlichen die folgenden drei Wichtungsfaktoren zu Grunde:

- ♦ Thermische Eigenschaften von Oberflächen
- ♦ Anthropogene Wärmestromdichten
- ♦ Emissionen von Luftverunreinigungen

Für detaillierte Betrachtungen zu diesen Aspekten sei auf die einschlägige Fachliteratur z.B. [Kuttler 2004a, Kuttler 2004b] verwiesen. Im Folgenden wird ausschließlich auf die Auswirkungen dieser Mechanismen auf die Außenlufttemperatur eingegangen. Für die im Vergleich zum Umland höheren Luft- und Oberflächentemperaturen in Siedlungsgebieten ($\Delta T = T_{Stadt} - T_{Umland}$) wird der Begriff der städtische Wärmeinsel (engl. Urban Heat Island, UHI) verwendet. Deren Intensität ist abhängig von der Wetterlage und zeigt darüber hinaus eine enge Bindung an die Tages- und Jahreszeit (vergleiche Abbildung 3.15).

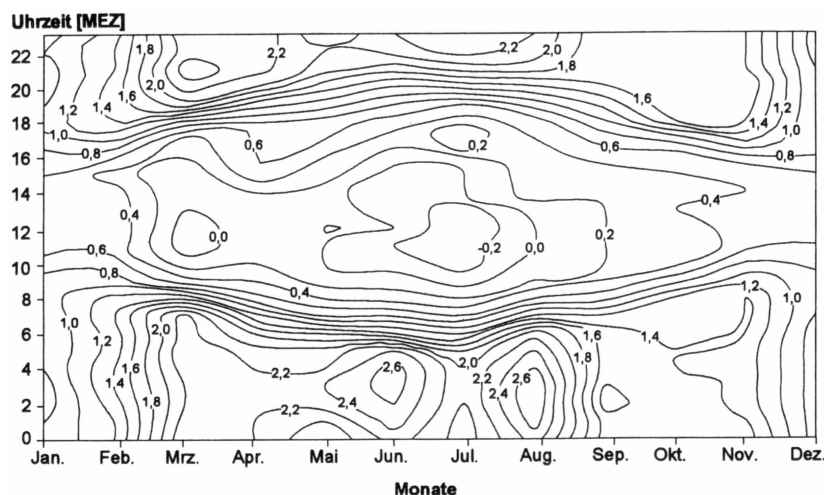


Abbildung 3.15.: Stündliche Differenzen der Lufttemperaturen zwischen einer Innenstadt- und einer Freilandstation im Urban Canopy Layer, der Schicht zwischen Bodenoberfläche und mittlerer Hausdachhöhe (Großraum Düsseldorf; Messhöhe: 2 m über Grund; Messperiode 1/93.1/94; nach Kuttler [1997].

Für den dargestellten Großraum Düsseldorf betragen die UHI-Werte in der Mittagszeit maximal 0,5K während nachts Werte bis zu 2,6K gemessen werden. Die größten UHI-Intensitäten treten nach Kuttler [2004b] in Sommernächten auf. Grundsätzlich lassen sich für die Intensität der städtischen Wärmeinseln negative Abhängigkeiten zur Höhe der Windgeschwindigkeit und zum Wolkenbedeckungsgrad, positive Zusammenhänge hingegen zur stabilen Schichtung der Umlandatmosphäre erkennen. Neben den genannten meteorologischen Einflussgrößen steuern auch die urbane Oberflächenbedeckung sowie die meist an die Einwohnerzahl gekoppelte Stadtgröße die urbane Überwärmung. Matzarakis [2001] korrelierte daher für unterschiedliche Regionen der Welt die maximale städtische Wärmeinselintensität mit der Einwohnerzahl der Städte, beispielhaft in Abbildung 3.16 dargestellt. Die verschiedenen Steigungen der Regressionsgeraden hängen nach Matzarakis mit den jeweiligen Bauweisen und landestypischen Wirtschaftsformen zusammen. Die extremen Unterschiede im Verlauf der Regressionsgeraden kleiner und großer asiatischer Städte führt Kuttler [2004b] darauf zurück, dass in kleineren Städten mehr Holz als Baumaterial verwendet wird, eine eher ländliche Lebensweise üblich ist und eine im Vergleich zu den Millionenstädten andere Flächennutzung im Umland vorherrscht.

Die in Abbildungen 3.15 und 3.16 dargestellten Abhängigkeiten können nicht ohne Weiteres auf die bereits diskutierte und in Abbildung 3.4 schematisch dargestellte Methodik angewendet werden. Dies begründet sich in der Tatsache, dass nicht alle betrachteten geographischen Räume Städte sind und damit eine Bestimmung der minimalen wie maximalen Urban Heat Island (UHI_{min} , UHI_{max}) nicht möglich ist.

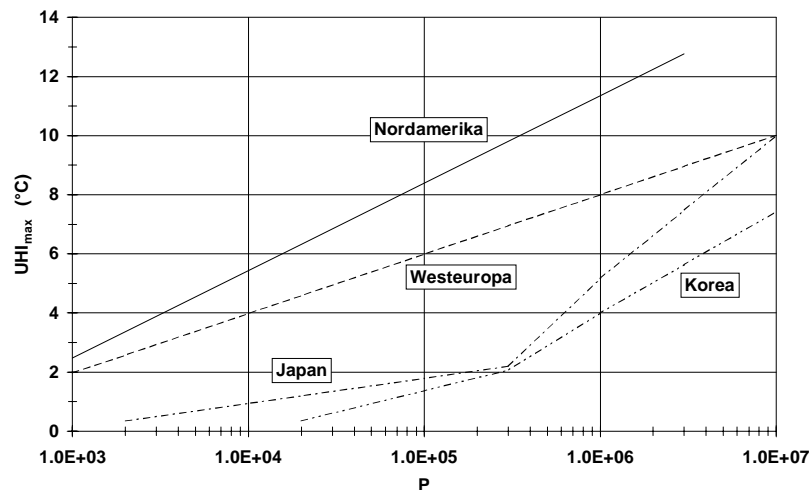


Abbildung 3.16.: Zusammenhänge zwischen maximaler Wärmeinselintensität UHI_{max} und Einwohnerzahl der Städte P für Städte in Nordamerika, Westeuropa, Japan und Korea [Matzarakis 2001].

Basierend auf den in Abbildungen 3.15 und 3.16 dargestellten Abhängigkeiten der maximalen Wärmeinselintensität von Bevölkerung und Stunde des Jahres wird das folgende Vorgehen vorgeschlagen:

1. Die in Abbildung 3.4 schematisch dargestellte Methodik wird um einen weiteren Gewichtungsschritt erweitert: Für den jeweiligen Unterraum wird in Schritt 2 mittels des Geoinformationssystems die Fläche bestimmt und mit der lokalen Bevölkerung in die lokale Bevölkerungsdichte umgerechnet.
2. In Anlehnung an Matzarakis [2001] wird eine Funktion definiert, die den Grad der Urban Heat Island und der Urbanisierung einer Region herstellt. Abweichend von Matzarakis Ansatz wird hierzu nicht die Einwohnerzahl der jeweiligen Städte herangezogen, da nicht alle betrachteten geographischen Unterräume Städte sind. Stattdessen wird die Bevölkerungsdichte als Maß für den Grad der Urbanisierung herangezogen. Abbildung 3.17 zeigt die Bevölkerungs-

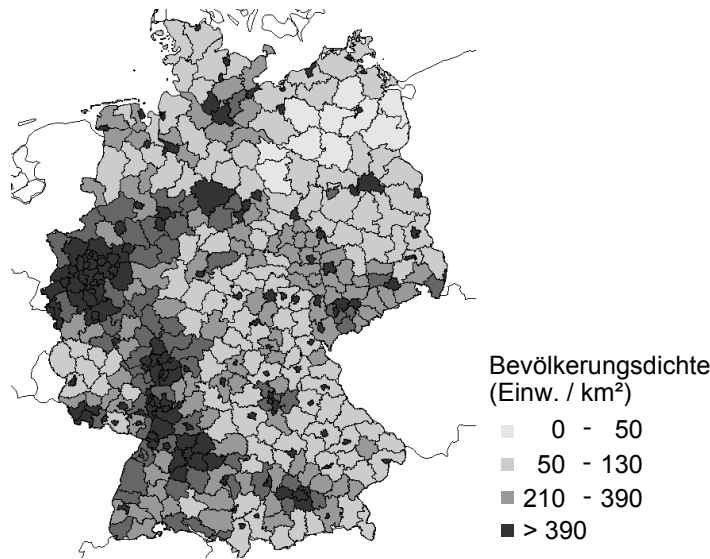


Abbildung 3.17.: Landkreisebene (NUTS-3 Ebene) mit Grenzlinien [EpiScan 2010].

dichteverteilung in Deutschland. Man erkennt, dass bei einer hochaufgelösten geographischen Gliederung die Bevölkerungsdichte ein geeignetes Identifikationskriterium für den Grad der Urbanisierung ist.

3. Die städtische Überhitzung wird wie folgt definiert:

$$\Delta T_{Offset} = \begin{cases} 0 & \varrho_{Bevölkerung} \leq \varrho_{min} \\ \frac{(h-12)^2}{K} + UHI_{Mittag} & \varrho_{Bevölkerung} \cdot \frac{\varrho_{Bevölkerung} - \varrho_{min}}{\varrho_{max} - \varrho_{min}} \leq \varrho \leq \varrho_{max} \end{cases} \quad (3.2)$$

h ist dabei die Stunde des Tages, ϱ Bevölkerung die Bevölkerungsdichte, des jeweiligen geographischen Unterraumes, ϱ_{min} die Bevölkerungsdichte, ab der von einem urbanen Raum ausgegangen wird, und UHI_{Mittag} die um 12 Uhr mittags auftretende städtische Überhitzung.

Der Korrekturkoeffizient K der Parabelfunktion bestimmt sich dabei wie folgt:

$$K = \frac{12^2}{UHI_{max} - UHI_{Mittag}} \quad (3.3)$$

Ein beispielhafter Verlauf der vorgeschlagenen Funktion ist in Abbildung 3.18 dargestellt. Es ist

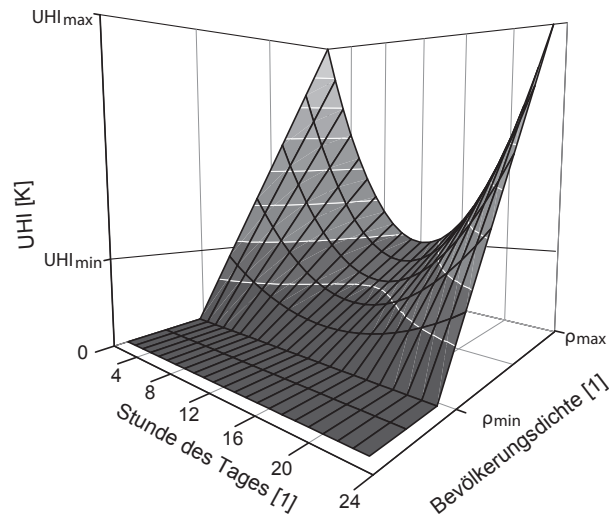


Abbildung 3.18.: *Korrelation zur Berücksichtigung des Einflusses der städtischen Überhitzung auf die Umgebungstemperatur von PKW.*

ersichtlich, dass abweichend zu den in Abbildung 3.15 dargestellten Messergebnissen nicht nach dem Monat des Jahres differenziert wird. Dies begründet sich darin, dass detaillierte Messungen, wie sie in Abbildung 3.15 dargestellt sind, nicht für alle relevanten geographischen Bezugsräume vorhanden sind. Abbildung 3.19 stellt einen beispielhaften Vergleich der Ergebnisse für die Auftretenshäufigkeit einzelner 1K-Temperaturcluster in Deutschland mit und ohne Berücksichtigung der Urban Heat Island. Es ist ersichtlich, dass die Urban Heat Island die Auftretenshäufigkeit zu einer stärkeren Berücksichtigung höherer Temperaturen führt, der Effekt absolut betrachtet aber marginalen Einfluss hat. Des weiteren führt sie dazu, dass niedrigere Temperaturen eine geringere Relevanz haben; ein ähnlicher Effekt wie durch die Berücksichtigung des Fahrverhaltens. Dass der absolute Einfluss marginal ist, begründet sich in der Kombination der Gewichtungsschritte: Die Stadt mit der höchsten Bevölkerungsdichte in Deutschland – München – ist nicht gleichzeitig eine besonders heiße Stadt und trägt kaum zu 1% der heißesten Fahrten in Deutschland bei und wird damit durch die Berücksichtigung der UHI auch nicht wesentlich heißer. Anders liegt der Fall für Berlin – die heißeste Stadt in Deutschland. Abbildung 3.20 zeigt die Ergebnisse für Berlin.

Die Betrachtungen dieses Kapitels zeigen, dass drei wesentliche Gruppen von Phänomen dazu beitragen, dass sich am Verflüssiger ein vom Umgebungszustand abweichendes Mikroklima einstellt: Rezirkulationen am und im Klima-Kühlungsmodul, Wechselwirkungen der Wärmeübertrager des Klima-Kühlungsmoduls, inhomogene Luftanströmung des gesamten Klima-Kühlungsmoduls. Alle Effekte können die abführbare Wärme jedes Wärmeübertragers des Klima-Kühlungsmoduls drastisch reduzieren, diese Effekte sind aber ob der vielfältigen Abhängigkeiten - Geometrien, Fahrzustand, Fouling, usw. nicht generalisierbar. Daher kann kein allgemeingültiges Verflüssigermikroklima abgeleitet werden. Ein generalisierbarer Effekt, der zu einer lokal erhöhten Lufteintrittstemperatur in das Klimakühlungsmodul führt, ist die städtische Überhitzung. Unter deren Berücksichtigung wird die Systematik zur Ermittlung relevanter Umgebungsbedingungen für automobiler Klimaanlagen so erweitert, dass ein Verflüssigermikroklima abgeleitet werden kann.

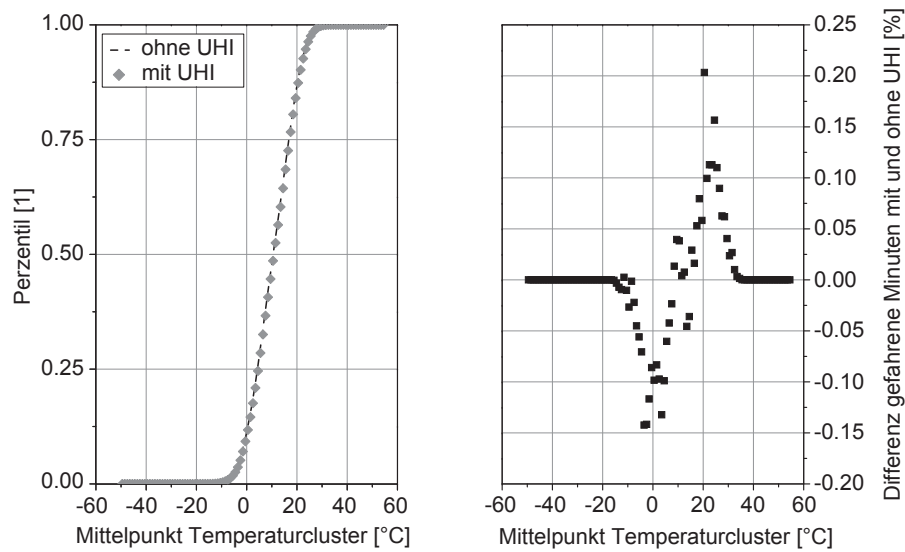


Abbildung 3.19.: Links: Auftretenshäufigkeit der Außenlufttemperaturen in Temperaturclustern von 1K mit und ohne Berücksichtigung der UHI für den geographischen Bezugsraum Deutschland; rechts: Differenz der Auftretenshäufigkeit einzelner Temperaturcluster mit und ohne Berücksichtigung der UHI für den geographischen Bezugsraum Deutschland.

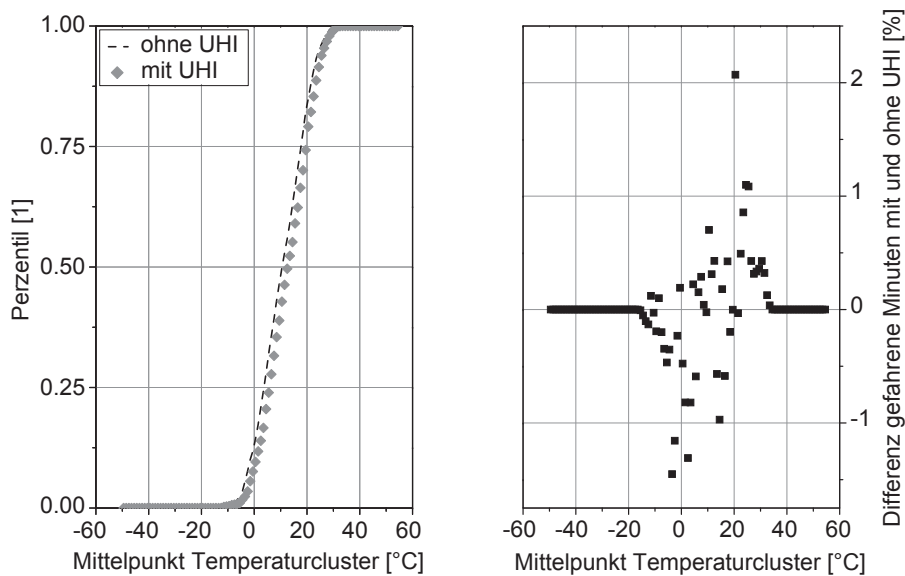


Abbildung 3.20.: Links: Auftretenshäufigkeit der Außenlufttemperaturen in Temperaturclustern von 1K mit und ohne Berücksichtigung der UHI für den geographischen Bezugsraum Berlin; rechts: Differenz der Auftretenshäufigkeit einzelner Temperaturcluster mit und ohne Berücksichtigung der UHI für den geographischen Bezugsraum Berlin.

4. Diskussion alternativer Betriebsstrategien für automobiler Verflüssiger

Die Betrachtungen zu Umgebungs- und Fahrzustand in Kapitel 3.1.1 haben den Fahrzeugstillstand als ungünstigsten anzunehmenden Lastfall identifiziert: Der Fahrzeugstillstand und niedrige Fahrgeschwindigkeiten führen trotz maximaler Gebläsedrehzahl zu niedrigen Luftmassenströmen und erhöhten Luft-eintrittstemperaturen in das Klima-Kühlungsmodul. Um auch unter diesen Bedingungen ausreichend Wärme abführen zu können, sind verschiedene Maßnahmen denkbar. Diese Maßnahmen sind im Idealfall integraler Natur, verbessern also die abführbare Wärme aller Systeme des Thermomanagements:

Wärmeübertragungsfläche

Da das für das Klima-Kühlungsmodul im Fahrzeug zur Verfügung stehende Bauvolumen sehr beschränkt ist, ist eine integrale Verbesserung für alle Wärmeübertrager nur durch eine Vergrößerung der luftseitigen Wärmeübertragerfläche bei gleichbleibenden Außenmaßen zu erreichen. Das Optimierungspotential ist hier durch die damit einhergehende Erhöhung des luftseitigen Druckverlustes begrenzt.

Wärmeübergang

Die Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten kann entweder konstruktiv, z.B. durch die Optimierung des Louverwinkels, oder durch eine Erhöhung der Luftgeschwindigkeit erreicht werden. Bei Ersterem ist das Optimierungspotential durch die damit einhergehende Erhöhung des luftseitigen Druckverlustes begrenzt [Correia u. a. 2007]. Die Erhöhung der Luftgeschwindigkeit durch die Konstruktion des Fahrzeugfrontends wirkt sich negativ auf den Widerstandsbeiwert des Gesamtfahrzeuges und damit den Kraftstoffverbrauch aus, ebenso wie ein größeres Verflüssigergebläse.

Temperaturdifferenz

Eine aktive Temperaturdifferenzerhöhung ist z.B. durch die im Folgenden diskutierte nicht-adiabate Verdunstungskühlung möglich, wobei hierfür ein weiterer elektrischer Verbraucher, die Beregnungspumpe benötigt wird.

Im folgenden Kapitel werden zwei Konzepte zur Energieeinsparung mittels Maßnahmen am Verflüssiger diskutiert: Die nicht-adiabate Verdunstungskühlung und eine Unterkühlungsregelung. Ziel dieser beiden Vorschläge ist die Vermeidung einer Überdimensionierung der Wärmeübertrager des Klima-Kühlungsmoduls, bzw. der Systeme des Thermomanagements, zu denen diese Wärmeübertrager gehören.

4.1. Nicht-adiabater Verdunstungsverflüssiger

Neben der Verbesserung und Weiterentwicklung der Verflüssiger als rein luftgekühltem Wärmetauscher wurden schon in den 1950er Jahren durch Stutz [1950] Überlegungen angestellt, den Luftkühler zusätzlich zur Umgebungsluft mit verdunstendem Wasser zu kühlen. Anwendung findet dies im automobilen Bereich bisher nur bei Ladeluftkühlern von Rennwagen. Die vorliegende Arbeit diskutiert die Anwendung im Serien-PKW sowie eine energetische Betrachtung des Einflusses auf das Gesamtsystem des automobilen Kältekreislaufes.

Die Beregnung von Rückkühlern und Verflüssigern ist eine in der stationären Klimatisierung bekannte Möglichkeit, die Leistungsfähigkeit zu steigern. Dort werden solche Wärmeübertrager ob der gleichzeitigen Nutzung von sensibler und latenter Wärme als Hybrid-Kühler respektive -Verflüssiger bezeichnet. Das entsprechende Fachgebiet der Thermodynamik sowie die Begrifflichkeit der adiabaten und nicht-adiabaten Verdunstungskühlung gehen auf Bošnjakovic [1971] zurück. Während bei der adiabaten Verdunstungskühlung das zu kühlende Medium in einem offenen Kreislauf geführt wird und zur Kühlung z.B. in einem Kühlturm verdunstet, wird bei der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung ein in einem geschlossenen Kreislauf geführtes Medium über ein verdunstendes Sekundärmedium gekühlt - z.B. durch Beregnung der luftseitigen Lamellen eines Wärmeübertragers. Durch die Beregnung bildet sich ein Wasserfilm auf den Lamellen aus, durch den das zu kühlende Medium bis auf Kühlgrenztemperatur – also unter die Außenlufttemperatur – abgekühlt werden kann. Dies ermöglicht die Realisierung hoher Leistungsdichten. Bei Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern konnte eine Verbesserung der Kälteleistungszahl der Anlage durch die Umstellung von trockener auf feuchte Rückkühlung von bis zu 211% [Vrachopoulos 1986] erzielt werden.

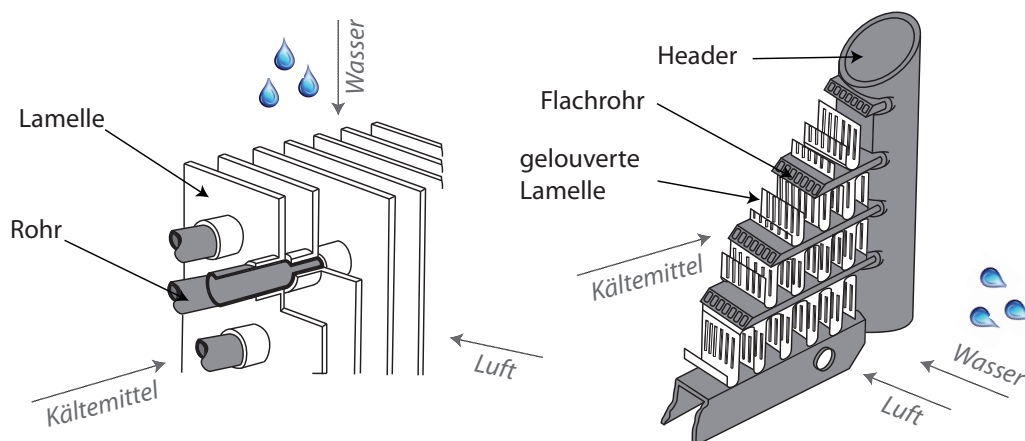


Abbildung 4.1.: Schematische Darstellung beregneter Verflüssiger-Bauarten. Links: Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager, rechts: Hochleistungs-Kompakt-Wärmeübertrager.

Da derartig hohe Leistungsdichten nicht konstant benötigt werden, folgt die Betriebsweise der Außenlufttemperatur: Bei hohen Umgebungslufttemperaturen erfolgt die Wärmeabgabe durch Verdunstung, bei mittleren durch Konvektion mit Luftbefeuchtung (ohne direkte Benetzung des Rückkühlers) und bei tiefen Umgebungslufttemperaturen nur durch Konvektion (keinerlei Einbringung

von Wasser) gekühlt [Costellea u. Finn 2003]. Durch die Umschaltung vom Trocken- zum Verdunstungskühler bleibt die Rückkühltemperatur auch bei hohen Außenlufttemperaturen konstant auf der thermodynamischen Feuchtkugeltemperatur. Der Stand der Technik in Bezug auf Hybridkühler sind Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager, deren Lamellen benetzt werden, wobei ein Abfließen des Wassers über die Schwerkraft realisiert wird. In Hochleistungs-Kompakt-Wärmeübertragern, wie sie in PKW zum Einsatz kommen, ist die Wasserzufuhr nur mit der Luft möglich (siehe Abbildung 4.1).

Die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung in automobilen Anwendungen ist nach bestem Wissen des Autors bisher wissenschaftlich noch nicht beschrieben. Patente, die sich mit der Realisierung insbesondere der Bereitstellung des zur Beregnung notwendigen Wassers beschäftigen, sind in jüngster Zeit veröffentlicht worden [z.B.: Bhatti u. Reyzin 2008, Bhatti u. a. 2010].

4.1.1. Versuchsaufbau

Anders als bei stationären Kälteanlagen muss das flüssige Wasser für automobilen Anwendungen im Fahrzeug mitgeführt werden, was durch das Mehrgewicht zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt. Um bei minimalem Wassereinsatz eine maximale Leistungssteigerung zu erzielen, werden für die im Rahmen dieser Untersuchungen durchgeführten experimentellen Untersuchungen Beregnungsdüsen verwendet, die das Wasser fein zerstäuben. Damit werden zwei Verdunstungsmechanismen kombiniert: Die zu einer Vorkühlung der Luft führende Tropfenverdunstung und die Filmverdunstung im Verflüssiger – die nicht-adiabate Verdunstungskühlung.

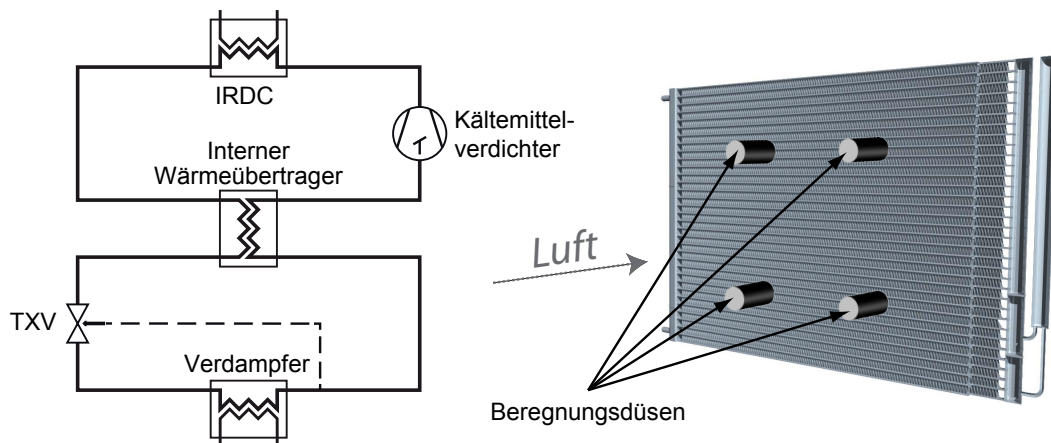


Abbildung 4.2.: *Links: Schematische Darstellung des untersuchten automobilen Kältekreislaufs mit Verdichter, IRDC, internem Wärmeübertrager, thermostatischem Expansionsventil (TXV) und Verdampfer; rechts: Anordnung der Beregnungsdüsen.*

Die Versuchsergebnisse werden mit einer automobilen Klimaanlage im Prüfstands Aufbau gewonnen. Bei allen verwendeten Komponenten – Verdichter, Verflüssiger mit integriertem Sammler Trockner (IRDC), internem Wärmeübertrager, thermostatischem Expansionsventil und Verdampfer – handelt es sich um Serienkomponenten eines Mittelklasse-Fahrzeugs. Der Versuchsaufbau entspricht dem bereits in Kapitel 2.3 diskutierten und wird daher hier nicht näher beschrieben. Die einzige

Abweichung stellt das Verflüssigergebläse dar, das hier als Serien-Doppelrotor-Axialgebläse realisiert ist. Die Beregnung des IRDC erfolgt über vier separat schaltbare Düsen, die in einem Luftkanal stromaufwärts montiert sind (vergleiche Abbildung 4.2).

4.1.2. Versuchs-Szenario 1: Hochdruckbegrenzung

In diesem Versuchs-Szenario werden die Randbedingungen einer Klimatisierung im Fahrzeugstillstand nachgebildet. Der Verdichter wird mit einer Drehzahl von 900 1/min betrieben, als Lufteintrittstemperatur wird für den Verflüssiger 45°C, für den Verdampfer 40°C angenommen. Die Verflüssigergebläse werden mit Maximalleistung betrieben, für den Verdampfer-Luftmassenstrom werden 9 kg/min eingestellt. Abbildung 4.3 zeigt die p,h -Diagramme für den trockenen sowie den berechneten Betrieb, jeweils nach Erreichen des stationären Zustands.

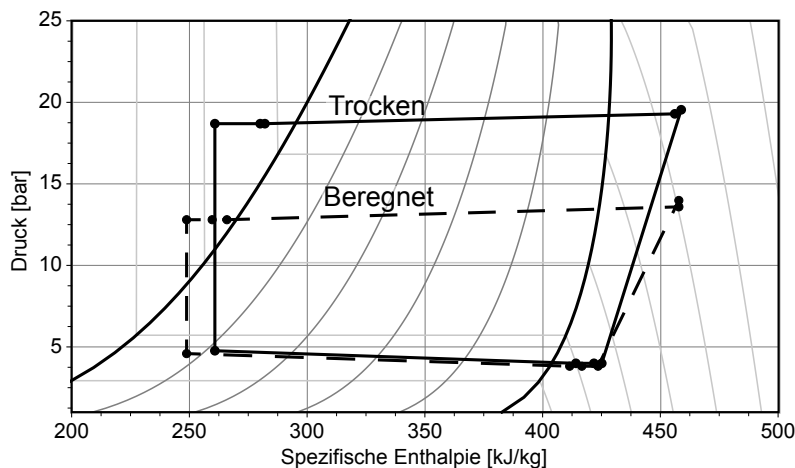


Abbildung 4.3.: p,h -Diagramme des experimentell untersuchten automobilen Kältekreislaufes im trockenen und beregneten Betrieb, jeweils nach Erreichen des stationären Betriebszustandes.

Aus Abbildung 4.3 ist ersichtlich, dass im unberegneten Betrieb keine akute Hochdruckabschaltung droht. Dies begründet sich darin, dass die realen Einbaubedingungen des Verflüssigers nicht abgebildet werden – der Verflüssiger wird luftseitig ideal angeströmt, während unter realen Einbaubedingungen ein lokales Herabsetzen des Luftmassenstroms zu erwarten ist, was zu einem Anstieg des Kondensationsdruckes führt. Die Beregnung erfolgt über vier Düsen mit einem Gesamtwasser-massenstrom von 5 g/s. Durch die Beregnung sinkt der Kondensationsdruck signifikant ab, während die Kälteleistung moderat zunimmt. Das Potential der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung zur Vermeidung einer Hochdruckabschaltung ist damit direkt erkennbar. Abbildung 4.4 zeigt die zeitlichen Verläufe von Hoch- und Niederdruck sowie der durch die nicht-adiabate Verdunstungskühlung hervorgerufenen Änderungen des COP und der Kälteleistung am Verdampfer. Es zeigt sich, dass bei Beregnung die gleiche Kälteleistung mit niedrigerem Kältemittelmassenstrom realisiert werden könnte – ein aus stationären Anwendungen bekanntes Phänomen (vergleiche Korenic [1980]). Aufgrund der Tatsache, dass die Randbedingungen der experimentellen Untersuchung sich auf den Leerlaufzustand beziehen, ist eine Reduzierung der Verdichterdrehzahl nicht möglich, wohl aber die des Verdichterabregelgrads.

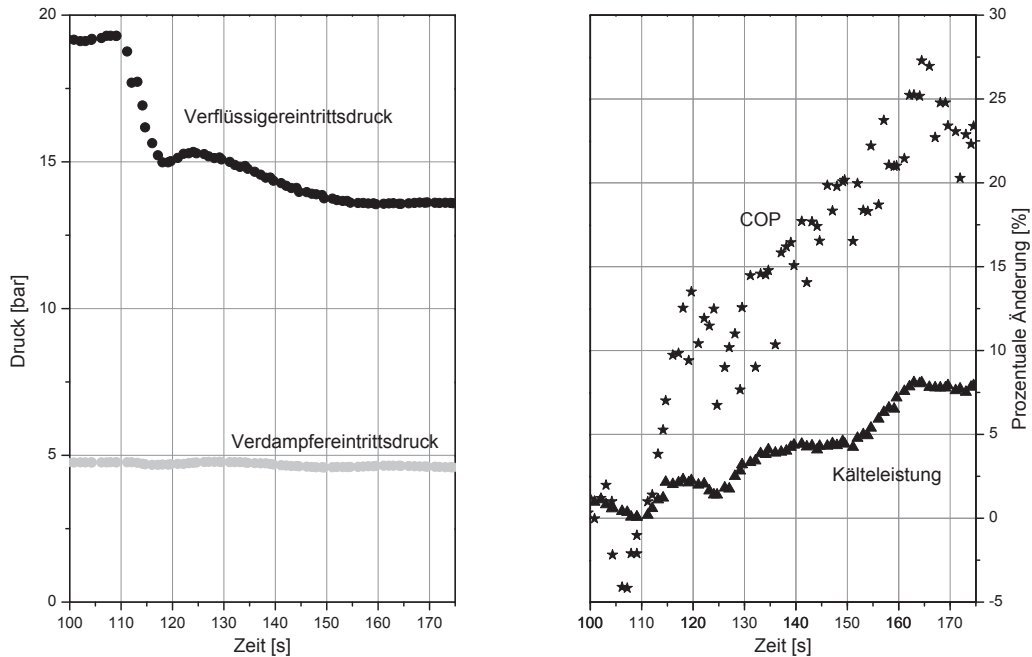


Abbildung 4.4.: Zeitliche Verläufe der Eintrittsdrücke in Verflüssiger und Verdampfer (Hoch- bzw. Niederdruck) sowie der relativen Änderungen von COP und Kälteleistung bezogen auf den trockenen Betrieb. Beginn der Berechnung bei $t = 110\text{s}$.

Das in Abbildung 4.5 dargestellte T,s-Diagramm der bereits oben im p-h-Diagramm diskutierten Kreisläufe zeigt, wie eine Absenkung der Kondensationstemperatur zur Senkung der notwendigen Verdichterleistung um Δp_{eff} sowie zu einem Anstieg der Kälteleistung um Δq_0 führt.

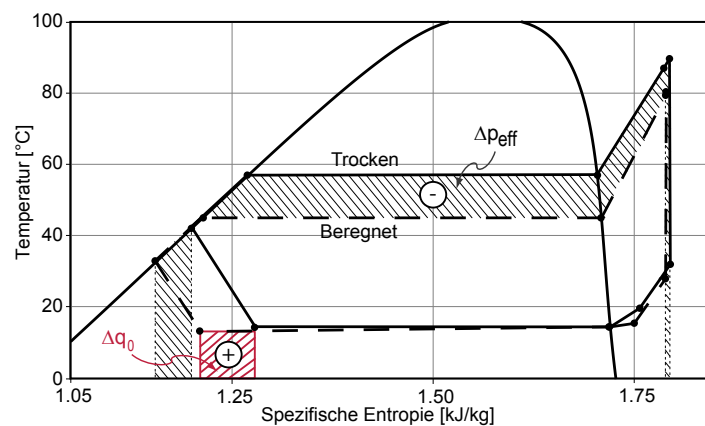


Abbildung 4.5.: T,s-Diagramme zweier experimentell ermittelter stationärer Zustände des untersuchten automobilen Kältekreislaufes im trockenen und beregneten Betrieb.

4.1.3. Versuchs-Szenario 2: COP-Optimierung

Vollmer u. a. [2004] haben gezeigt, dass das Gebläse des Verflüssigers im Stillstand der wesentliche elektrische Verbraucher des Klimatisierungssystems sowie des Gesamtfahrzeuges ist (vergleiche Abbildung 4.6).

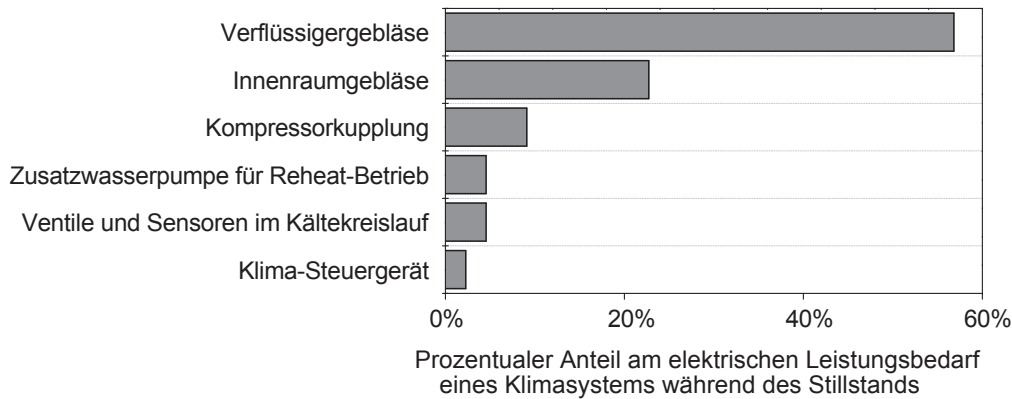


Abbildung 4.6.: *Prozentualer Anteil am elektrischen Leistungsbedarf eines Klimasystems während des Stillstands eines Verbrennungsmotor angetriebenen Fahrzeuges [Vollmer u. a. 2004].*

Dies zeigt, dass neben der Verbesserung der Wärmeabgabe im gesamten Klima-Kühlungsmodul auch die Reduzierung des elektrischen Leistungsbedarf des Verflüssigergebläses erstrebenswert ist. Dies ist insbesondere vor dem Hintergrund der Klimatisierung von Hybridfahrzeugen der Fall, da in diesen der anteilige Energieverbrauch für viele Konzepte aufgrund der Notwendigkeit der Batterieklimatisierung a priori höher ist. Da das Gebläse des Klima-Kühlungsmoduls als wesentlicher elektrischer Verbraucher identifiziert ist, soll nicht eine Verdichterabregelung betrachtet werden, sondern untersucht werden, wie weit die Antriebsleistung des Verflüssigergebläses unter Leerlaufbedingungen durch Beregnung des Verflüssigers reduziert werden kann, wenn dieselbe Kälteleistung am Verdampfer erzielt werden soll.

Analog zu Versuchs-Szenario 1 werden Fahrzeugstillstandsbedingungen angenommen: Der Verdichter wird mit einer Drehzahl von 900 1/min betrieben, als Lufteintrittstemperatur wird für Verflüssiger und Verdampfer 45°C angenommen. Das Verflüssigergebläse wird zunächst mit Maximalleistung betrieben, für den Verdampfer-Luftmassenstrom werden 9kg/min eingestellt. Um den Energieverbrauch des Verflüssigergebläses zu reduzieren, wird dessen Drehzahl und damit die benötigte Antriebsleistung kurz nach Beginn der Beregnung so reduziert, dass sich ein zum trockenen Betrieb identischer Kondensationsdruck einstellt, der mit dem im Verflüssiger übertragenen Wärmestrom korreliert. Abbildung 4.7 zeigt zwei verschiedene Leistungszahlen: Zum einen „COP“, der wie für die Bewertung von Kältekreisläufen üblich den Quotienten aus Kälteleistung am Verdampfer und Verdichterantriebsleistung darstellt, zum anderen „COP inkl. Verfl. Gebläse“, der die Kälteleistung auf die Summe der Verdichterantriebsleistung und der von Verflüssigergebläse und der Beregnungspumpe benötigten elektrischen Leistung bezieht. Verglichen mit den Ergebnissen aus Versuchs-Szenario 1 zeigen die Ergebnisse bis zum Zeitpunkt $t = 180\text{s}$ ein analoges Verhalten, bevor die Leistung des Verflüssigergebläses sukzessive reduziert wird, bis es nur noch 6W elektrische Leistung aufnimmt.

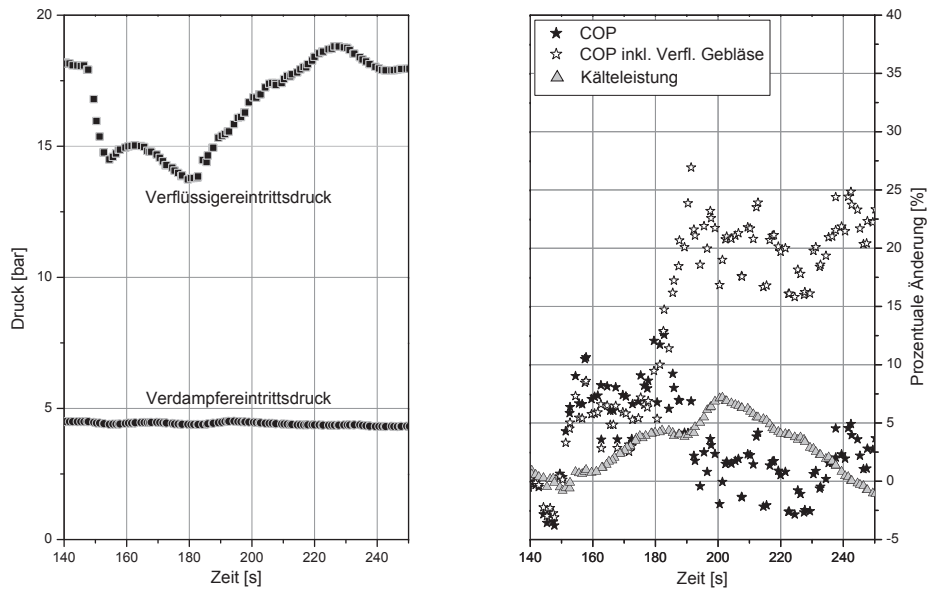


Abbildung 4.7.: Zeitliche Verläufe der Eintrittsdrücke in Verflüssiger und Verdampfer (Hoch- bzw. Niederdruck) sowie der relativen Änderungen von COP und Kälteleistung bezogen auf den trockenen Betrieb. Beginn der Berechnung bei $t = 145s$, Reduzierung der Verflüssigergebläse-Drehzahl ab $t = 180s$.

Zusammen mit der Leistungsaufnahme der Beregnungspumpe von 60W ergibt sich eine Einsparung von ca. 80% bezogen auf die elektrische Leistungsaufnahme (siehe Abbildung 4.7). Durch die Beregnung steigen die Beträge beider Leistungszahlen an (Zeitraum 145 - 160s), wobei die Zunahme bei Berücksichtigung der benötigten elektrischen Leistung deutlich ausgeprägter ist. Da die Erzeugung des elektrischen Stromes im PKW mittels Lichtmaschine zumeist mit Wirkungsgraden von 40 - 65% erfolgt [Cros u. a. 2008], ergibt sich durch die nicht-adiabate-Verdunstungskühlung ein signifikantes Kraftstoffeinsparpotential.

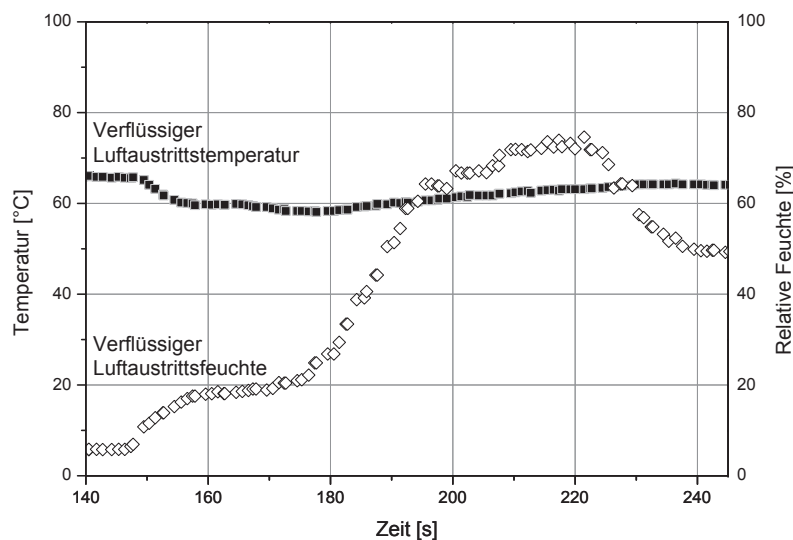


Abbildung 4.8.: Zeitliche Verläufe von Lufttemperatur und Luftfeuchte am Austritt des Verflüssigers. Beginn der Berechnung bei $t = 145s$, Reduzierung des Verflüssigergebläses ab $t = 180s$.

Lufttemperatur und -feuchte am Austritt des berechneten Verflüssigers sind in Abbildung 4.8 dargestellt. Mit Beginn der Berechnung nimmt die relative Luftfeuchte deutlich zu, erreicht jedoch nicht 90%. Somit stellt sich nicht die Problematik der Schwadenbildung - der Bildung von wahrnehmbarem Nebel. Die Luftaustrittstemperatur sinkt durch die nicht-adiabate Verdunstung von 66°C auf 58°C. Hierdurch vergrößert sich die treibende Temperaturdifferenz an den dem Verflüssiger nachgelagerten Wärmeübertragern im Klima-Kühlungsmodul. Durch Verringerung des Luftvolumenstroms steigt die Luftaustrittstemperatur anschließend allerdings wieder fast auf den Ursprungswert an.

4.1.4. Nutzung von Kondensatwasser aus dem Verdampfer

Eine Alternative zum Mitführen von Wasser besteht in der Nutzung des bei der Luftentfeuchtung am Verdampfer anfallenden Kondensats [Khelifa 2009]. Der erzielbare Kondensatmassenstrom hängt dabei vom Zustand der Luft, der zur Verfügung stehenden Kälteleistung und dem Luftmassenstrom durch den Verdampfer ab. Um die so gewinnbare Wassermenge abschätzen zu können, wurden die folgenden Annahmen getroffen:

1. Die Auftretenshäufigkeiten einzelner Kombinationen aus Außenlufttemperatur und relativer Luftfeuchte für den geographischen Bezugsraum USA werden mit der in Kapitel 3.2 vorgestellten Systematik ermittelt.
2. Für die für den Klimatisierungsfall relevanten Außenlufttemperaturen $T > 20^\circ\text{C}$ wird angenommen, dass die Klimaanlage eine Verdampfer-Luft-Austrittstemperatur von 3°C einstellt.
3. Betrachtung, in welchen Fällen der Taupunkt am Luftaustritt unterschritten wird. Es ergibt sich die in Tabelle 4.2 dargestellte Verteilung:

USA 0W ≤ ψ < 1400 W	0 ... 5 °C	5...10 °C	10...15°C	15...20°C	20...25°C	25...30°C	30...35°C	35...40°C	40...45°C	45...50°C	50...55°C
$\phi \leq 0$											
$0 < \phi \leq 20$									0.131	0.003	0
$20 < \phi \leq 40$					3.928	3.294	1.535	0.324	0.013	0	0
$40 < \phi \leq 60$				5.584	6.663	7.153	3.274	0.144	0	0	0
$60 < \phi \leq 80$			4.049	4.299	4.913	4.090	0.764	0.001	0	0	0
$80 < \phi \leq 100$		1.636	1.579	1.685	1.797	0.945	0.023	0	0	0	0

Tabelle 4.1.: Auftretenshäufigkeit von Kombinationen aus Außenlufttemperatur und relativer Luftfeuchte für die Vereinigten Staaten von Amerika, unter denen Entfeuchtung im Verdampfer auftritt (Annahme: Luftaustrittstemperatur = 3°C). In gestrichenen Feldern wird der Taupunkt nicht unterschritten.

Damit kann festgestellt werden, dass während 58% aller, in einem charakteristischen Jahr in den USA stattfindenden Fahrten Kondensat im Verdampfer anfällt. Beschränkt man die Betrachtung auf den für die Klimatisierung relevanten Temperaturbereich $T > 20^\circ\text{C}$ so sind es 93,5% aller Fahrten.

4. Mit einem Verdampferluftmassenstrom von 9 kg/min (maximale Gebläseleistung nach SAE J2765 [2008]) ergeben sich die einzelnen Kombinationen aus Umgebungstemperatur und relativer Feuchte folgenden Kondensatmassenströme:

USA $0W \leq \psi < 1400 W$	0 ... 5 °C	5...10 °C	10...15°C	15...20°C	20...25°C	25...30°C	30...35°C	35...40°C	40...45°C	45...50°C	50...55°C
$\phi \leq 0$											
$0 < \phi \leq 20$									0.079	0.311	0
$20 < \phi \leq 40$					0.056	0.323	0.670	1.116	1.686	0	0
$40 < \phi \leq 60$				0.227	0.570	1.021	1.608	2.369	0	0	0
$60 < \phi \leq 80$			0.241	0.605	1.089	1.728	2.565	3.656	0	0	0
$80 < \phi \leq 100$		0.164	0.514	0.986	1.615	2.447	3.542	0	0	0	0

Tabelle 4.2.: Auftretende Kondensatmassenströme in g/s für verschiedene Kombinationen aus Außenlufttemperatur und relativer Luftfeuchte nach Tabelle 4.2.

4.1.5. Variation des Berechnungsmassenstroms

Um quantifizieren zu können, wie viel Wasser notwendig ist, um den Kondensationsdruck signifikant zu senken, wurden Variationen des Berechnungsmassenstroms durchgeführt. Wie in den vorangegangenen Szenarien werden hierbei die Randbedingungen einer Klimatisierung im Fahrzeugstillstand nachgebildet. Der Verdichter wird mit einer Drehzahl von 900 1/min betrieben, als Lufteintrittstemperatur wird für den Verflüssiger und Verdampfer 45°C angenommen. Die Verflüssigergebläse werden mit Maximalleistung betrieben, für den Verdampfer-Luftmassenstrom werden 6 kg/min eingestellt. Abbildung 4.9 zeigt die p,h-Diagramme für den trockenen sowie den berechneten Betrieb, jeweils nach Erreichen des stationären Zustands.

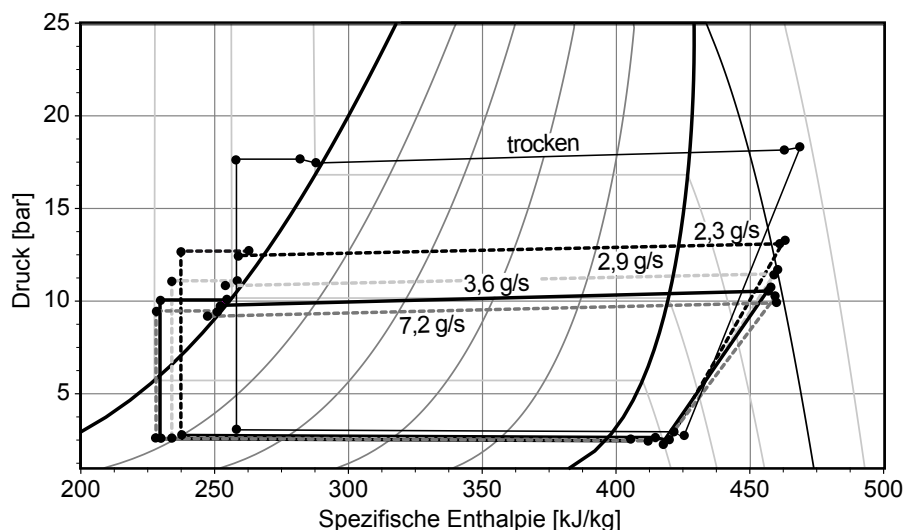


Abbildung 4.9.: p,h-Diagramme experimentell untersuchter stationärer Zustände des untersuchten automobilen Kältekreislaufes im trockenen und berechneten Betrieb bei Variation des Berechnungsmassenstroms.

Es ist ersichtlich, dass sich die bereits in den Versuchs-Szenarien 1 und 2 diskutierten positiven Effekte auch bei deutlich niedrigeren Berechnungsmassenströmen als den zuvor diskutierten 5 g/s einstellen.

Um abzuschätzen, wie viel Wasser zusätzlich mitgeführt werden muss, werden die Erkenntnisse der Unterkapitel 4.1.4 und 4.1.5 im Folgenden kombiniert. Dazu werden die folgenden Annahmen getroffen:

- ♦ Ein durchschnittlicher Fahrer benutzt seinen PKW 30 Minuten am Tag (vergleiche Unterkapitel 3.2.2, Nutzungsverhalten Deutschland).
- ♦ Während einem Drittel der Fahrt beträgt die Fahrgeschwindigkeit weniger als 30 km/h (Vergleiche Abbildung 3.1).
- ♦ Ein Berechnungsmassenstrom von 2,3 g/s ist für eine Hochdruckbegrenzung bzw. COP-Optimierung ausreichend.

Kombiniert man basierend auf diesen Annahmen die Auftretenshäufigkeit einzelner Kombinationen aus relativer Luftfeuchte und Temperatur (Abbildung 3.8(d)) mit den unter diesen Bedingungen auftretenden Kondensatmassenströmen (Tabelle 4.2), stellt man fest, dass in 55% der für die Klimatisierung relevanten Temperaturen $T > 20^\circ\text{C}$ ein ausreichendes Kondensatmassenstrom anfällt, um in 30% der Fahrtzeit mit einem Massenstrom von 2,3g/s zu berechnen. Für die verbleibenden 45% müssen 200g Wasser mitgeführt werden.

4.2. Unterkühlungsregelung

Wie in Kapitel 2.1.3.3 dargelegt, werden heutige automobile Verflüssiger als integrierte Komponente aus Verflüssiger, Sammler und Trockner, im englischen Sprachgebrauch als „Integral Receiver Dryer Condensers (IRDC)“ bezeichnet, realisiert. Die Wärmeabgabe an die Umgebung erfolgt im IRDC zum einen im Enthitzungs- bzw. Kondensationsteil und zum anderen im Unterkühlungsteil (vergleiche Abbildung 2.7). Bei konstanter Gesamtfläche führt eine Vergrößerung des Unterkühlungsteils zu einer Erhöhung der Enthalpiedifferenz über dem Verdampfer und damit zu einer Erhöhung der Kälteleistung. Gleichzeitig kommt es zu einer Verkleinerung des Enthitzungs- bzw. Kondensationsteils, was ein Ansteigen des Kondensationsdrucks und damit der notwendigen Verdichterleistung bedingt. Die Flächenaufteilung ist daher ein Optimierungsgegenstand und hängt von den luft- und kältemittelseitigen Randbedingungen ab. Beispielhafte Auftragungen dazu finden sich in Kapitel 2.2.3. Diese Auftragungen zeigen, dass das durch die Position des Sammlers konstruktiv vorgegeben Flächenverhältnis energetisch nicht optimal ist. Energetisch wäre ein flexibles Flächenverhältnis, also eine variable Sammlerposition, erstrebenswert.

Eine Möglichkeit, dieses variable Flächenverhältnis zu realisieren, besteht in einem Kreislauf mit elektronischem Expansionsventil und Niederdrucksammler. Da der integrierte hochdruckseitige Sammler somit entfällt, wird ein Verflüssiger ohne Funktionsintegration verwendet. Abbildung 4.10 zeigt eine solche Kreislaufverschaltung. Im dargestellten Kältekreislauf wird die Unterkühlung mittels eines elektronischen Expansionsventils (EXV) in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur geregelt, wobei eine zusätzliche Hochdruckbegrenzung vorgesehen ist.

Ein Hindernis bei der praktischen Umsetzung dieses Kreislaufkonzepts stellt das Packaging des Sammlers dar. Sollten in Folge der EU-Richtlinie 2006/40/EG über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen [Das Europäische Parlament u. Rat der europäischen Union 2006] Klimaanlage

mit dem Kältemittel CO_2 als eine Option in Serienfahrzeugen Anwendung finden, ist der Platz für einen niederdruckseitigen Sammler vorzusehen, der damit auch für den R134a Kreislauf nutzbar ist. Im Folgenden wird der Effekt sowohl experimentell als auch simulativ untersucht.

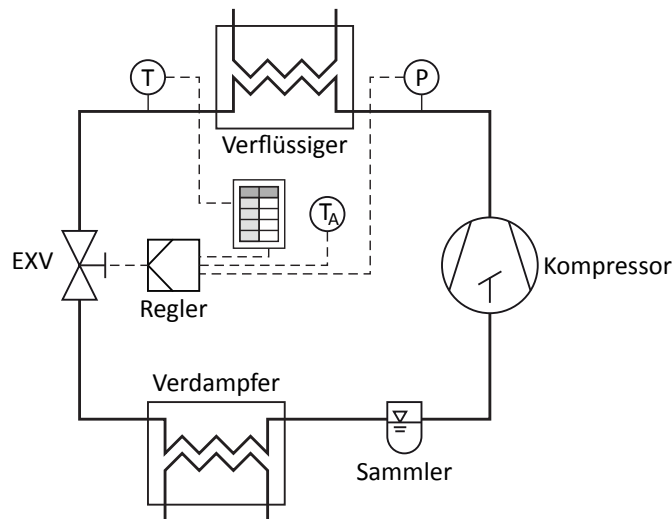


Abbildung 4.10.: Kältekreislaufverschaltung mit Hochdruckregelung.

Einleitend stellt sich die Frage, ob die Unterkühlung des Kältemittels erstrebenswert ist: Sciane [2006] argumentiert, dass die Kälteleistung der Anlage durch eine Unterkühlungsstrecke gesteigert werden kann. Tian u. a. [2005] sehen den wesentlichen Vorteil darin, dass die Bildung von Flash-Gas vor dem Expansionsventil verhindert werden kann. Zur apparativen Einstellung der Unterkühlung gibt es im Wesentlichen zwei Möglichkeiten: durch eine Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche des Verflüssigers oder durch Installation eines internen Wärmeübertragers.

Neben dem positiven Effekt der Steigerung der Enthalpiedifferenz über dem Verdampfer kann es insbesondere in Bezug auf die Regelbarkeit zu negativen Effekten kommen: Kann aufgrund der gesteigerten Enthalpiedifferenz über dem Verdampfer der Kältemittelmassenstrom reduziert werden, steigt im Verdampfer die anteilige Fläche der Verdampfung während die der Überhitzung sinkt [Kätow 2010]. Lenger u. a. [1998] belegten die stabilisierende Wirkung der Überhitzung und begründeten sie mit der Dämpfung von Störungen, die sich aus der Zweiphasenströmung ergeben. Elektronische Expansionsventile können bei geeigneter Regelung auch bei kleinen Überhitzungen Systemschwingungen verhindern [Fallahsohi u. a. 2010]. Sciane [2006] beziffert den durch eine Unterkühlungsregelung erzielbaren COP-Gewinn auf 20 - 30% ohne die Art der Unterkühlungsregelung oder weitere Ergebnisse zu veröffentlichen. Daher wird das Potential zur COP Verbesserung durch eine Unterkühlungsregelung im Folgenden experimentell und in Kapitel 5.6 simulativ untersucht.

Die Versuchsergebnisse werden mit einer automobilen Klimaanlage im Prüfstands Aufbau gewonnen. Bei allen verwendeten Komponenten – Verdichter, Verflüssiger mit integriertem Sammler Trockner (IRDC), internem Wärmeübertrager, thermostatischem Expansionsventil und Verdampfer – handelt es sich um Serienkomponenten eines Mittelklasse-Fahrzeugs. Der Versuchsaufbau entspricht dem bereits in Kapitel 2.3 diskutieren und wird daher hier nicht näher beschrieben. Um eine Regelung der Unterkühlung zu ermöglichen, wurde der integrierte Sammler des Verflüssigers überbrückt,

so dass sich zwischen Kondensations- und Unterkühlungsteil ausschließlich der Header als Volumen befindet. Auf der Saugseite wurde ein Niederdrucksammler verbaut, wie er in Abbildung 2.10 dargestellt ist. Das original TXV-Ventil befindet sich zwar im Kreislauf, allerdings mit einem internen Bypass, die Drosselung findet über drei in Abbildung 2.13 dargestellte parallel geschaltete Ventile statt.

Im untersuchten Versuchs-Szenario werden die folgenden Randbedingungen gewählt: Der Verdichter wird mit einer Drehzahl von 2000 1/min betrieben, als Luft Eintrittstemperatur wird für den Verflüssiger 20°C, für den Verdampfer 27°C angenommen. Das Verflüssigergebläse wird mit Maximalleistung betrieben, für den Verdampfer-Luftmassenstrom werden 9 kg/min eingestellt.

Für den COP ergibt sich für eine Variation des Ventilquerschnittes der in Abbildung 4.11 dargestellte Verlauf als Funktion der Unterkühlung. Der COP wird dabei aus der kältemittelseitigen Leistung des Verdampfers und der mechanischen Leistungsaufnahme des Verdichters ermittelt.

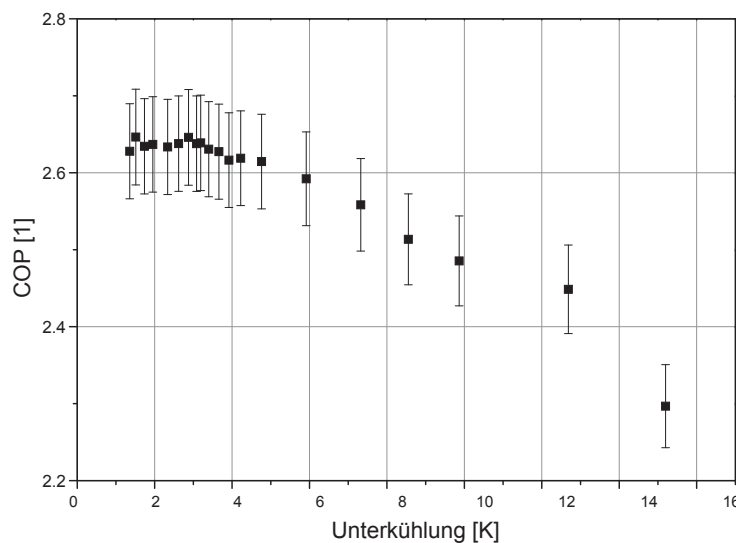


Abbildung 4.11.: *COP als Funktion der Unterkühlung.*

Es zeigt sich, dass der COP für Unterkühlungen kleiner 1 K nicht bestimmbar ist, da für diesen Fall der Kältemittelmassenstrom am Verflüssigeraustritt nicht messbar ist. Die Messunsicherheit des COP der in Abbildung 4.11 dargestellten COP-Verläufe liegt dieser bei $> \pm 2,35\%$ (vergleiche hierzu eine beispielhafte Fehlerfortpflanzungs-Rechnung eines der in Abbildung 4.11 dargestellten Messpunkte in Anhang I). Der in Abbildung 4.11 dargestellte Verlauf legt dennoch die Existenz eines energieoptimalen COP nahe. Die Abhängigkeiten dieses energieoptimalen COP von Fahr- und Umgebungszustand werden in Kapitel 5.6 simulativ untersucht.

5. Modellerstellung Verflüssiger

Nachdem in Kapitel 4 der experimentelle Nachweis der Anwendbarkeit der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung sowie einer Unterkühlungsregelung erbracht wurde, sollen diese im Folgenden simulativ näher untersucht werden. Simulative Methoden haben sich als wertvolles Instrument in der Entwicklung des Klima-Kühlmoduls bewährt. Dies begründet sich darin, dass die Komponenten des Klima-Kühlmoduls bereits in einem frühen Entwicklungsstadium isoliert untersucht und optimiert werden. Für das gesamte Kühlmodul besteht jedoch erst zu einem späteren Zeitpunkt – im eingebauten Zustand und damit unter realistischen Bedingungen – die Möglichkeit, das gesamte System zu untersuchen und zu optimieren. Erforderliche Modifikationen können zu diesem Zeitpunkt sehr kosten- und zeitintensiv sein. Daher ist es wichtig, bereits zu einem frühen Zeitpunkt die Komponenten etwa auf ihre Leistung bei inhomogener Anströmung oder einem aufgeheizten Luftstrom simulativ zu untersuchen und geeignete Strategien zu schaffen, die negativen Auswirkungen einer ungünstigen Einbausituation abschwächen oder ausgleichen zu können.

Bei der dafür notwendigen Simulation können verschiedene Verfahren Anwendung finden. Nach Lund, Maister, Beyer, u. Wattenberg [2005] können diese wie folgt gegeneinander abgegrenzt werden: 1-D-Verfahren bieten aufgrund von Rechenzeiten im Minutenbereich den Vorteil, vielfältige Untersuchungen zur schnellen Systemoptimierung auch im Gesamtfahrzeugrahmen durchführen zu können. Die Genauigkeit von 1-D-Modellen hängt dabei stark von Versuchsdaten und Erfahrungswerten ab. 3-D-Verfahren benötigen umfangreiche CAD-Geometriedaten der Bauteile des Motorraumes und sind daher oft erst zu einem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess einsetzbar. Die Prognosegüte hängt stark von der Menge und der Qualität der vorhandenen Geometriedaten ab, fehlende Dichtungen, Dämmungen, Luftteile etc. können das Berechnungsergebnis erheblich verfälschen. Die Frage, ob für den Verflüssiger ein 1-D- oder ein 3-D-Verfahren vorzuziehen ist, richtet sich wesentlich nach der Fragestellung und dem Entwicklungsstand des Fahrzeuges. Gerade in einer frühen Entwicklungsphase bieten 1-D gegenüber 3-D Modellen Vorteile, so z.B. bei der Auswahl eines Verflüssigers für ein Klimatisierungssystem.

Diese Arbeit zeigt einen 2-D-Simulationsansatz für Wärmeübertrager in der objektorientierten Modellierungssprache Modelica auf. Ziel ist es dabei nicht, mittels detaillierter dreidimensionaler Betrachtung des Motorraumes in einem CFD-Programm die Verteilung der Luftgeschwindigkeit im Verflüssiger abzuleiten, vielmehr wird diese als gegeben angesetzt. Ziel ist es, mit dem Berechnungsmodell die beiden alternativen Betriebsstrategien (Nicht-adiabate Verdunstungskühlung und Unterkühlungsregelung) zu bewerten um zu zeigen, dass sie in der Lage sind, die negativen Effekte einer Ungleichverteilung der Luftgeschwindigkeit sowie Temperaturanstiege durch Rezirkulation auszugleichen. Das vorgestellte Modell ist so konzipiert, dass es sowohl die Simulation konventioneller automobiler Verflüssiger für die Betrachtung der Unterkühlungsregelung als auch nicht-adiabater Verdunstungskühler zulässt, wobei im Folgenden das Augenmerk ob der höheren Komplexität auf Letztere gelegt wird. Daher erfolgt eine Diskussion zum Stand der Wissenschaft ausschließlich für Berechnungsmethoden nicht-adiabater Verdunstungs-Kühler und -Verflüssiger.

Die weiteren für eine Gesamtsystemsimulation erforderlichen Komponentenmodelle werden der TIL-Bibliothek [Gräber u. a. 2009] entnommen. TIL ist eine Modelica-Bibliothek zur stationären wie transienten Simulation thermodynamischer Systeme. Sie bietet Komponentenmodelle für die Simulation von Wärmepumpensystemen sowie Kälte- und Klimaanlage. Für die Berechnung der thermophysikalischen Eigenschaften von Medien greift sie auf die Stoffdatenbibliothek TIL-Media zu.

5.1. Stand der Wissenschaft bei der Modellierung Nicht-Adiabater-Verdunstungs-Kühler / -Verflüssiger

In der Literatur findet sich eine Vielzahl mathematischer Modelle zur Beschreibung der Wärme- und Stofftransportvorgänge in Adiabaten- wie Nicht-Adiabaten-Verdunstungs-Kühlern und -Verflüssigern: Modelle, die vor 1960 veröffentlicht wurden, gehen von einer konstanten Temperatur des Beregnungswassers aus, werden aber auch in neueren Studien zur Interpolation von Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten genutzt [Hasan u. Sirén 2003, Hasan u. Sirén 2004]. Das Modell von Parker u. Treybal [1961] ist die erste analytische Lösung, die eine Änderung der Beregnungswasser-Temperatur im Wärmeübertrager, allerdings keine Massenerhaltung des Wasserfilms berücksichtigt. Hasan u. Sirén [2004] zeigen, dass diese Methode im Vergleich zu Experimenten den Stoffübergangskoeffizienten überschätzt. Mizushina u. a. [1967] berücksichtigen in ihren Untersuchungen die Änderung der Beregnungswassertemperatur und entwickeln empirische Korrelationen für Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten [Mizushina u. a. 1968]. Vilser [1982] diskutieren ein Berechnungsmodell für die nicht-adiabate Verdunstungskühlung bei Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern. Ähnliche Ansätze, allerdings unter Verwendung einer mittleren logarithmischen Enthalpiedifferenz, finden sich bei Kreid u. a. [1978]. Eine weitere Art der vereinfachten Berechnung besteht in der Vernachlässigung der Enthalpieänderung des Beregnungswassers [Stabat u. Marchio 2004, Webb 1984], was nach J. Facao u. Oliveira [2000] zu einer starken Überbewertung der Rückkühlleistung führt. Detaillierte Modelle wurden von Zalewski [1993] und Zalewski u. Gryglaszewski [1997] vorgestellt. Diese gehen allerdings von einer vollständigen Benetzung der luftseitigen Wärmeübertrageroberfläche aus.

Die in der neueren Literatur existierenden Berechnungsansätze beziehen sich alle auf stationäre Anwendungen der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung mit Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern. Diese Veröffentlichungen nehmen einen Gegen- oder Gleichstrom der Teilsysteme Luft, Wasserfilm und Kühl- bzw. Kältemittel an, was eine eindimensionale Betrachtung erlaubt [Korenic 1980, Buchholz 1982, Hellmann 1991, Streng 1996]. Dies begründet sich zum einen in dem von Streng [1996] beschriebenen hohen numerischen Aufwand bei der Berechnung von Kreuzstromverschaltungen, zum anderen in der Tatsache, dass Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ab einer Rohrreihentiefe von fünf Rohren als Gegenstromwärmeübertrager betrachtet werden können.

5.2. Anforderungen an das Wärmeübertragermodell

Für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten automobilen Kompaktwärmeübertrager ist die vereinfachende Annahme des Gegenstromes nicht statthaft. Daher stellt die vorliegende Arbeit ein zweidimensionales auf der Finiten Differenzen Methode basierendes Berechnungsmodell vor, das in der Lage ist, auch Kreuzstrom-Wärmeübertrager zu berechnen. Fasst man die Erkenntnisse der oben diskutierten Literatur zur Modellierung Nicht-Adiabater Verdunstungs-Kühler / -Verflüssiger in Bezug auf die angestrebte Detaillierung zusammen, können folgende Effekte als wesentlich definiert werden:

- ♦ Berücksichtigung einer ungleichmäßigen wie nicht vollständigen Benetzung.
- ♦ Berücksichtigung des Realgas-Verhaltens feuchter Luft.
- ♦ Berücksichtigung der Änderung der Beregnungswasser-Temperatur und -Enthalpie.
- ♦ Berücksichtigung der realen Strömungsverhältnisse und damit Abweichungen vom Gegenstrom.
- ♦ Keine Linearisierung des Sättigungspartialdrucks über der Temperatur, sondern Nutzung von Stoffdaten.

5.3. Physikalisches Modell

Nicht-Adiabater-Verdunstungs-Kühler / -Verflüssiger

Abbildung 5.1 zeigt die bei der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung auftretenden Wärme- und Stoffströme. Das abzukühlende bzw. zu kondensierende Medium (hier das Kältemittel) durchströmt den Wärmeübertrager mit konstantem Massenstrom $\dot{m}_{Kältemittel}$, wobei es Wärme an die Wand und damit an den Wasserfilm abgibt. Beim Herabrieseln des Wasserfilms durch den Wärmeübertrager verdunstet ein Teil des aufgegebenen Massenstroms \dot{m}_{Film} aufgrund der Wasserdampfpartialdruckdifferenz zwischen Film-oberfläche und Luft, sodass der austretende Film-Wassermassenstrom kleiner als der eintretende ist. Da der Wasserfilm durch den Wärmeübertrager strömt kommt es darüber hinaus zu einem massegebundenen Wärmetransport. Der eintretende feuchte Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} nimmt auf seinem Weg durch den Wärmeübertrager den Verdunstungsmassenstrom \dot{m}_{Verd} auf, sodass der Luftmassenstrom am Austritt um diesen Betrag größer ist als der am Eintritt. Aufgrund der Verdunstung tritt neben dem sensiblen Wärmestrom \dot{Q}_{sens} ein latenter Wärmestrom \dot{Q}_{lat} auf. An Stelle der Verdunstung kann es lokal auch zur Kondensation von Luftfeuchtigkeit kommen (\dot{m}_{Kond}), beide Vorgänge können dabei nacheinander in einem Luftpfad des Verflüssigers auftreten [Hellmann 1991].

Die Herleitung des dem im Folgenden vorgestellten Berechnungsmodells zu Grunde liegenden Gleichungssystems orientiert sich an den Veröffentlichungen von [Zalewski 1993, Zalewski u. Gryglaszewski 1997], wobei es um die Möglichkeit der Berechnung beliebiger Verschaltungen erweitert wird. Daher weicht das vorgeschlagene Diskretisierungsschema von bisher in der Literatur beschriebenen Ansätzen ab.

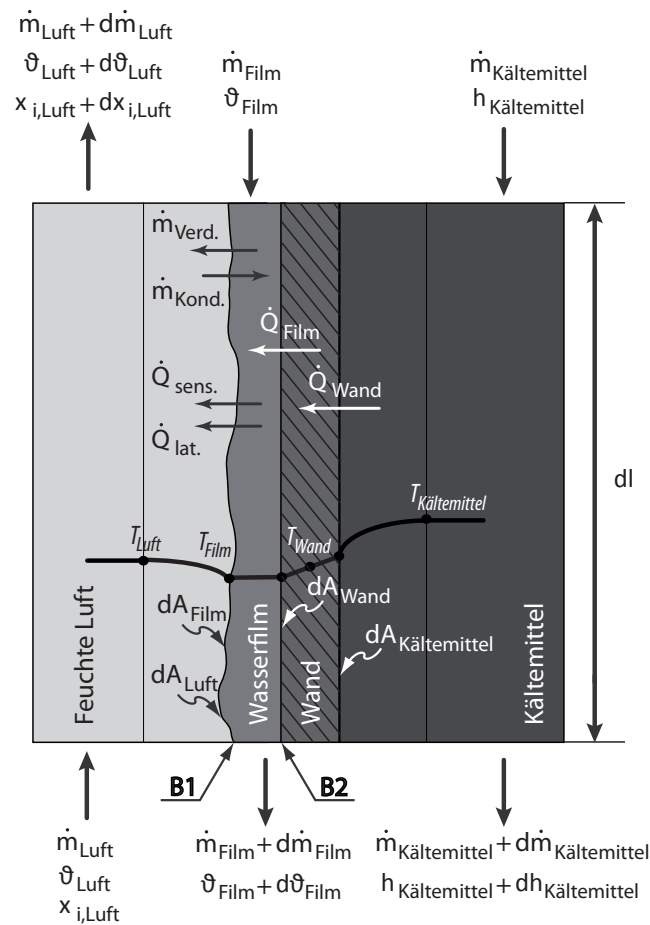


Abbildung 5.1.: Differenzielles Volumenelement eines Verflüssigers mit nicht-adiabater Verdunstungskühlung sowie auftretenden Wärme- und Stoffströmen. Als schwarze Linie ist ein exemplarischer radialer Temperaturverlauf dargestellt.

Modellannahmen

Für das vorgestellte Modell werden folgende Annahmen getroffen:

- ♦ Wärme- und Stoffströme sind stationär statt und treten im rechten Winkel zur Wand auf.
- ♦ Aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen wird der Einfluss von Strahlungsaustausch mit der Umgebung vernachlässigt.
- ♦ Die Luft an der Phasengrenze zwischen Luft und Wasserfilm ist gesättigt und besitzt Filmtemperatur.
- ♦ Die Wärmeleitung im Wasserfilm wird vernachlässigt.
- ♦ Die Verdunstung von Rieselfilmtropfen wird nicht berücksichtigt.

Massenerhaltung Bilanzraum feuchte Luft

Die Massenbilanz des in Abbildung 5.1 dargestellten Kontrollvolumens für feuchte Luft (rechts

durch die mit B1 bezeichnete Phasengrenze Luft/Wasserfilm begrenzt) liefert:

$$\dot{m}_{Luft,aus} - \dot{m}_{Luft,ein} = \dot{m}_{Verdunstung} \quad (5.1)$$

Bezieht man dieses auf die normierte differentielle Länge der jeweiligen finiten Differenz ergibt sich ein längenspezifischer Verdunstungsmassenstrom $\dot{\mu}_{Verdunstung}$:

$$\dot{\mu}_{Verdunstung} = \frac{d\dot{m}_{Verdunstung}}{dl} \quad (5.2)$$

die Differentialgleichung für die Massenbilanz der feuchten Luft zu:

$$\dot{m}_{tr,Luft} \cdot \frac{dx_w}{dl} = \dot{\mu}_{Verdunstung} \quad (5.3)$$

Der zugehörige Transportansatz zur Berechnung des längenspezifischen Verdunstungsmassenstromes ist nach Köhler [2010b]:

$$\dot{\mu}_{Verdunstung} = \varrho_{Luft} \cdot \beta \cdot \frac{A_{benetzt}}{l} \cdot [x_{w,s} - x_w] \quad (5.4)$$

wobei sich der Stoffübergangskoeffizient β nach Köhler [2010b] wie folgt berechnen lässt:

$$\beta = \frac{\alpha}{\varrho \cdot c_p \cdot Le^{\frac{2}{3}}} \quad (5.5)$$

Energieerhaltung Bilanzraum feuchte Luft

Die Energiebilanz des in Abbildung 5.1 dargestellten Kontrollvolumens für feuchte Luft (rechts durch die mit B1 bezeichnete Phasengrenze Luft/Wasserfilm begrenzt) liefert:

$$\dot{H}_{Luft,aus} - \dot{H}_{Luft,ein} = d\dot{Q}_{sens} + \dot{\mu} \cdot dl \cdot \Delta h_v \quad (5.6)$$

Bezieht man dieses auf die differentielle, dimensionslose Länge der jeweiligen finiten Differenz ergibt sich eine längenspezifische Wärmestromdichte $\dot{q}_{sensibel}$:

$$\frac{d\dot{H}_{Luft}}{dl} = \dot{q}_{sensibel} + \dot{\mu} \cdot \Delta h_v \quad (5.7)$$

Aus der Definition der Enthalpie der feuchten Luft nach Köhler [2010a] folgt:

$$\frac{d\dot{H}_{Luft}}{dl} = \frac{d}{dl}(\dot{m}_{tr,Luft} \cdot (c_{p,tr,Luft} + x_w \cdot (c_{p,Dampf} + \Delta h_v))) \quad (5.8)$$

$$= \dot{q}_{sensibel} + \dot{\mu} \cdot \Delta h_v \quad (5.9)$$

Da sich sowohl die Temperatur der feuchten Luft T_{Luft} als auch deren Wassergehalt x_w ändern führt dies zu folgender Differentialgleichung:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{sensibel} + \dot{\mu} \cdot \Delta h_v = \\ \dot{m}_{tr,Luft} \cdot \left[c_{p,tr,Luft} + x_w \cdot c_{p,Dampf} \cdot \frac{dT_{Luft}}{dl} + (c_{p,Dampf} \cdot T_{Luft} + \Delta h_v) \cdot \frac{dx}{dl} \right] \end{aligned} \quad (5.10)$$

Energieerhaltung Bilanzraum Wasserfilm

Die Energiebilanz des in Abbildung 5.1 dargestellten Kontrollvolumens für den Wasserfilm (links durch die mit B1 bezeichnete Phasengrenze Luft/Wasserfilm begrenzt, rechts durch die mit B2 gekennzeichnete Wand begrenzt) liefert:

$$\dot{H}_{Film,aus} - \dot{H}_{Film,ein} = \dot{q}_{Wand} \cdot dl - \dot{\mu} \cdot \Delta h_v \cdot dl - \dot{q}_{sensibel} \cdot dl \quad (5.11)$$

Bezieht man dieses auf die differentielle Länge der jeweiligen finiten Differenz ergibt sich eine längenspezifische Wärmestromdichte \dot{q}_{Wand} :

$$\frac{d}{dl} \dot{H}_{Film,aus} = \dot{Q}_{Wand} - \dot{\mu} \cdot \Delta h_v - \dot{Q}_{sens}, \quad (5.12)$$

Energieerhaltung Bilanzraum Kältemittel

Die Energiebilanz des in Abbildung 5.1 dargestellten Kontrollvolumens für das Kältemittel (links durch die Wand begrenzt) liefert:

$$\frac{d}{dl} \dot{H} = -\dot{q}_{Wand} \quad (5.13)$$

Bezogen auf die Enthalpie des Kältemittels ergibt sich:

$$\frac{d}{dl} \dot{H} = \dot{m}_{Kältemittel} \cdot \frac{d}{dl} (h_{Kältemittel}) \quad (5.14)$$

5.4. Mathematische Formulierung und numerischer Lösungsansatz

Zur Lösung der oben angeführten Differentialgleichungen kommt entweder eine analytische oder eine numerische Lösung in Frage. In der oben beschriebenen Literatur dominieren Veröffentlichungen mit analytischen Ansätzen ob der Notwendigkeit einer schnellen Berechnung. Im Rahmen dieser Arbeit wird aufgrund der sich daraus ergebenden Einschränkungen in Bezug auf die dreidimensionale Verschaltung des Wärmeübertragers auf eine analytische Lösung verzichtet.

Das gewählte Diskretisierungsschema beruht auf der Methode der finiten Differenzen, d.h., die in den partiellen Differentialgleichungen auftretenden räumlichen Ableitungen werden durch Differenzgleichungen ersetzt, die aus Taylor-Reihenentwicklungen gewonnen werden:

$$\frac{dT}{dl}(l_{i+1}) \approx \frac{T(l_{i+1}) - T(l_i)}{l_{i+1} - l_i} \quad (5.15)$$

Man erhält so statt eines Systems partieller Differentialgleichung ein System Differenzengleichungen. Dies macht das Gleichungssystem schnell lösbar, die Anwendung ist allerdings auf stationäre Betrachtungen beschränkt. Diese Form der Diskretisierung führt zu stückweise linearen Verläufen der thermodynamischen Zustandsgrößen. Der dadurch entstehende Fehler kann durch eine lokal höhere Diskretisierung kompensiert werden [Murthy u. Mathur 2002].

Abbildungen 5.2 und 5.3 zeigen das Diskretisierungsschema des erstellten Modells.

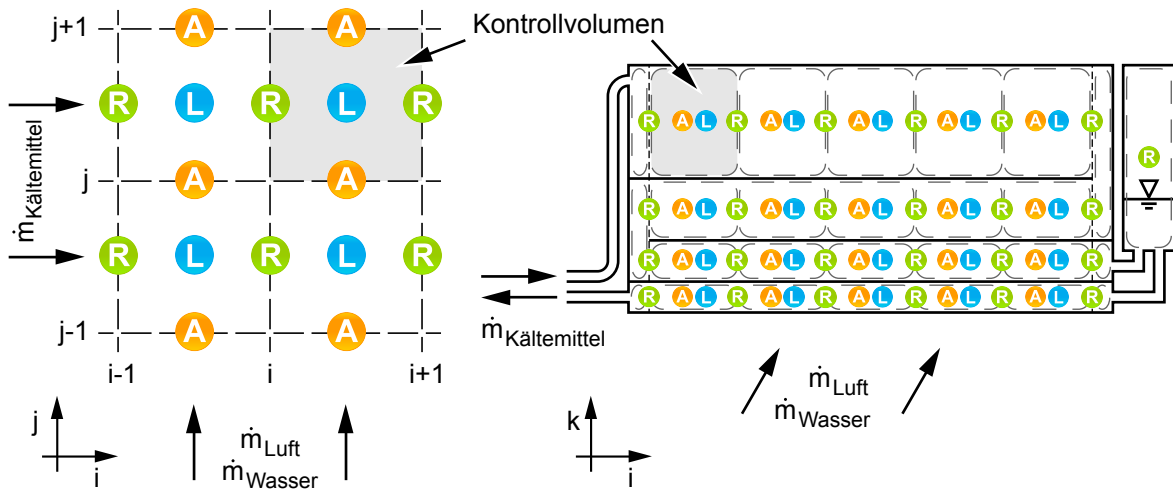


Abbildung 5.2.: Diskretisierungsschema des Wärmeübertragermodells mit der Methode Finiter Differenzen (Links: Draufsicht, rechts: Sicht von vorne.). Kältemittelzustände (R) mit Zählvariable i , Luftzustände (A) mit Zählvariable j , zur Verdunstung eingebrachtes Wasser (L), Zählvariable für Pässe k . Nicht dargestellt ist die Wärmeleitung durch Rohrwände und Lamellen.

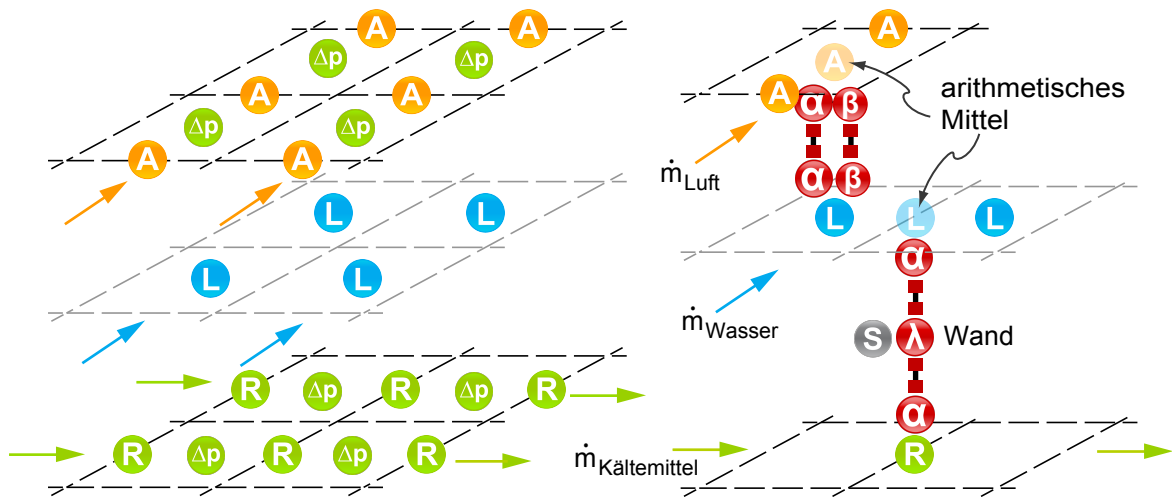


Abbildung 5.3.: Diskretisierungsschema des Wärmeübertragermodells mit der Methode Finiter Differenzen mit schematischer Darstellung der Transportvorgänge.

Wie hierin zu erkennen ist, werden sowohl der Strömungspfad des Kältemittels (R) als auch der der feuchten Luft (A) örtlich diskretisiert. Hierbei wird als Zählvariable der Kältemittelzustände i , für die Luftzustände j verwendet. Das zur Verdunstungskühlung aufgebrauchte Wasser (L) wird als Zustand zwischen jeweils zwei Kältemittel- und Luftzuständen abgebildet. Die Zählvariable

k identifiziert die einzelnen Pässe, wobei das Kältemittel in Pass 1 ein- und aus dem Pass mit der höchsten Nummer austritt. Da in heutigen automobilen Verflüssigern der Kältemittelsammler integriert ist, wird dieser durch ein eigenes, vor dem letzten Pass angeordnetes Kontrollvolumen abgebildet.

Die Diskretisierung des Wärmeübertragers im vorgestellten Modell muss nicht äquidistant sein. Hierdurch können Bereiche, in denen große Gradienten auftreten (z.B. für die Temperatur der Luft), höher aufgelöst werden als Bereiche kleiner Gradienten. Die Änderungen der Temperaturen von feuchter Luft, der Wasserkonzentration der feuchten Luft sowie der Enthalpie des Kältemittels werden über einen impliziten Euleransatz bestimmt, der sich für den Fall des Gegenstromes wie folgt darstellt:

$$T_{Luft}[k, i, j] = T_{Luft}[k, i, j + 1] - dl_j[j] \cdot \frac{dT_{Luft}}{dl_j}[k, i, j] \quad (5.16)$$

$$x_{Luft}[k, i + 1, j] = x_{Luft}[k, i, j] + dl_j[j] \cdot \frac{dx_{Luft}}{dl_j}[k, i, j] \quad (5.17)$$

$$h_{Kältemittel}[k, i + 1, j] = h_{Kältemittel}[k, i, j] + dl_i[i] \cdot \frac{dh_{Kältemittel}}{dl_i}[k, i, j] \quad (5.18)$$

Die Terme dl_i und dl_j sind dabei die dimensionslosen Längen der jeweiligen Finiten Differenz (Kontrollvolumen) in i (Kältemittel-) bzw. j (Luft-) Richtung. Für die Modellierung der Transportprozesse Wärme- und Stoffübergang sowie für den Druckabfall kommen polymorph angelegte Beziehungen zum Einsatz, sodass für unterschiedliche Bauformen angepasste Beziehungen verwendet werden können. Dabei wird im Modell zwischen benetzten und trockenen Flächen mit Hilfe eines Benetzungsgrades differenziert. Dieser ist definiert als der Flächenanteil der benetzten luftseitigen Wärmeübertragungsfläche bezogen auf die gesamte luftseitige Wärmeübertragungsfläche:

$$\chi[i, j, k] = \frac{A_{benetzt}[k, i, j]}{A_{Luftseite}[k, i, j]} \quad (5.19)$$

Die Ermittlung der lokalen Benetzung eines Wärmeübertragers ist ob der vielfältigen Abhängigkeiten, wie Sommer [1987] bereits für Lamellen-Rohrbündel-Wärmeübertrager zeigte, experimentell schwierig. Daher geht das Modell bezogen auf die Diskretisierung in i - und k -Dimension (vergleiche Abbildung 5.2) von einer homogenen Benetzung aus (vergleiche Abbildung 5.4). Dies entspricht nicht den in den Versuchen mittels Kameraaufnahmen gemachten Beobachtungen, die gezeigt haben, dass die Beregnungsdüsen die Anströmfläche des Wärmeübertragers je nach Luft- und Beregnungsmassenstrom unterschiedlich benetzen. Da der lokale Benetzungsgrad messtechnisch allerdings nicht erfasst werden kann, stellt diese Annahme eine notwendige Vereinfachung dar. Die experimentellen Untersuchungen konnten allerdings zeigen, dass die Benetzung bezogen auf die Tiefe des Wärmeübertragers mit Luftmassenstrom und Beregnungsmassenstrom korreliert. Daher wird der Benetzungsgrad bezogen auf die j -Dimension (vergleiche Abbildung 5.2) als nicht homogen modelliert. Abbildung 5.4 zeigt einen beispielhaften Verlauf des lokalen Benetzungsgrades für einen mit zehn Differenzen modellierten Luftpfad ungleichmäßiger Diskretisierung wobei der flächengemittelte Benetzungsgrad $\chi = 0,5$ ist.

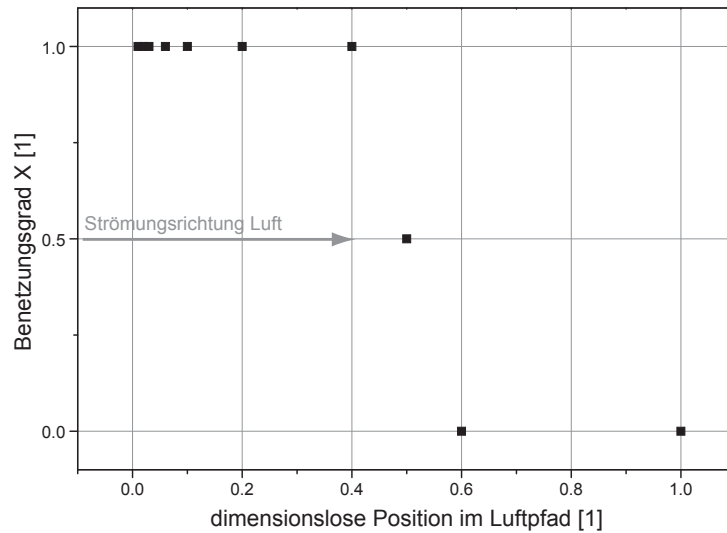


Abbildung 5.4.: *Beispielhafter Verlauf des lokalen Benetzungsgrades χ für einen mit zehn Differenzen ungleichmäßiger modellierten Luftpfadlänge und einem flächengemittelten Benetzungsgrad $\chi = 0,5$.*

5.5. Simulative Untersuchung Nicht-Adiabater-Verdunstungs-Verflüssiger

Zur Untersuchung der Anwendbarkeit der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung auf automobiler Verflüssiger unter verschiedenen Umgebungs- und Fahrzuständen wird ein Modell des gesamten Kältekreislaufs erstellt. Während für den Verflüssiger das zuvor vorgestellte Modell verwendet wird, kommt für den Verdampfer ein analog aufgebautes Modell zum Einsatz, das ebenfalls auf der Methode Finiten Differenzen beruht, jedoch keinen Kältemittelsammler beinhaltet. Die übrigen Komponenten (Verdichter, thermostatisches Expansionsventil und interner Wärmeübertrager) entstammen der Modelica-Bibliothek TIL.

Der Aufbau des Kreislaufmodells entspricht dem System, mit dem die experimentellen Untersuchungen durchgeführt wurden (vergleiche Kapitel 4.1). Alle Komponentenmodelle sind in einem Schritt vor der Simulationsdurchführung mit Messdaten aus den in Abschnitt 4.1 vorgestellten experimentellen Untersuchungen validiert. Eine detaillierte Beschreibung der Validierung findet sich in Kossel u. a. [2009]. Um eine energetische Betrachtung zu ermöglichen wird der Abregelgrad des Verdichters in der Simulation so geregelt, dass die Kälteleistung am Verdampfer konstant bleibt.

Im Folgenden werden zwei Szenarien näher untersucht: ein Vergleich zwischen Simulation und Messung sowie eine Parametervariation der Umgebungsbedingungen des Verflüssigers.

5.5.1. Vergleich Simulation und Experiment

Für die simulative Untersuchung wurden Variationen der Luftbedingungen am Verflüssigereintritt (Temperatur und relative Feuchte) durchgeführt. Für alle Simulationen wird am Verflüssiger eine

Luftgeschwindigkeit von 2,6m/s angenommen. Die Verdichterdrehzahl ist auf 900 1/min festgelegt und dessen Abregelgrad auf die Lufttemperatur am Verdampferaustritt (Sollwert 3°C) geregelt. Am Verdampfeintritt werden eine Lufttemperatur von 45°C, eine relative Feuchte von 10% und ein Massenstrom von 6,6kg/min angenommen. Abbildung 4.3 zeigt die p,h-Diagramme für den trockenen sowie den berechneten Betrieb im Experiment, jeweils nach Erreichen des stationären Zustands, sowie für die Simulation im trockenen wie im berechneten Betrieb mit einem Benetzungsgrad von $\chi = 0,2$.

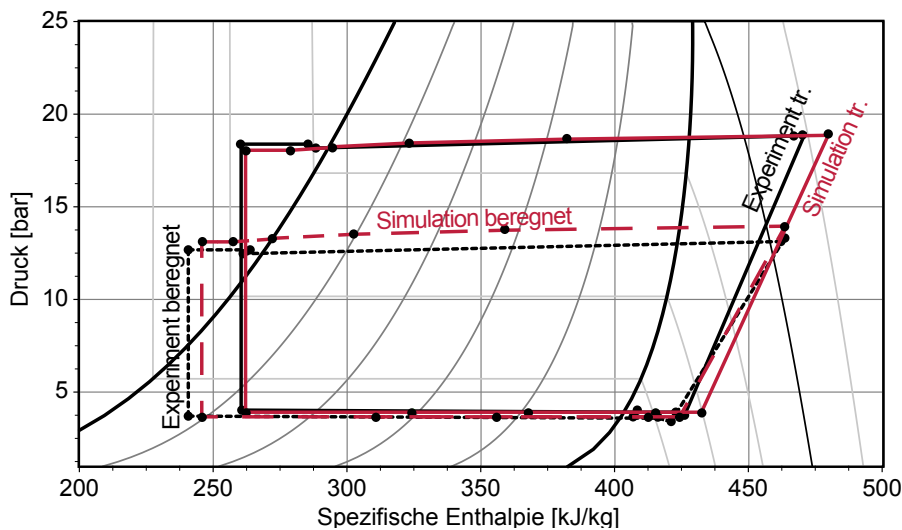


Abbildung 5.5.: *p,h-Diagramme zweier experimentell untersuchter stationärer Zustände des untersuchten automobilen Kältekreislaufs im trockenen und berechneten Betrieb sowie simulierter Kreisläufe unter identischen Randbedingungen.*

Es ist ersichtlich, dass Simulation und Experiment im trockenen Fall zu einem vergleichbaren Ergebnis kommen, die wesentliche Abweichung stellt hierbei die durch das thermostatische Expansionsventil eingestellte Überhitzung dar. Eine mögliche Erklärung hierfür sind die fertigungsbedingten Schwankungen der Charakteristiken einzelner Ventile der selben Baureihe und der damit einhergehenden Unterschiede zwischen dem Referenzventil des Modells und dem in diesem Versuch verwendeten Ventil. Der experimentell berechnete Versuch wurde mit einem Berechnungsmassenstrom von 2,3 g/s durchgeführt. In der Simulation ergibt sich ein vergleichbarer Kondensationsdruck, wenn ein Benetzungsgrad von $\chi = 0,2$ verwendet wird. Dies lässt sich mit der auch optisch ermittelten ungleichmäßigen wie nicht vollständigen Benetzung der luftseitigen Wärmeübertragungsfläche durch die Berechnungsdüsen erklären. Um die Modellgüte des berechneten Verflüssigers besser einordnen zu können, werden Detailaufnahmen des berechneten Verflüssigers betrachtet, die während der oben beschriebenen Experimente aufgenommen wurden (vergleiche Abbildung 5.6). Es zu erkennen, dass die Verteilung des Wasserfilms nicht homogen ist. Zum einen sammelt sich das Wasser auf den Flachrohren, wobei die dort entstehenden Wasserbrücken nicht überall gleich stark bis zum Luftaustritt durchschlagen, zum anderen verteilt sich das Berechnungswasser nicht gleichmäßig über die Anströmfläche des Wärmeübertragers.

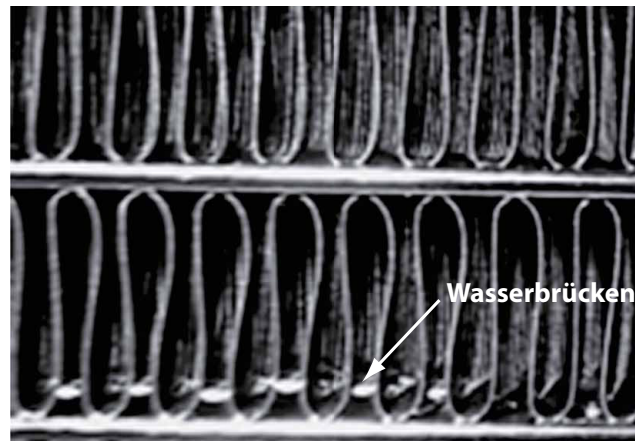
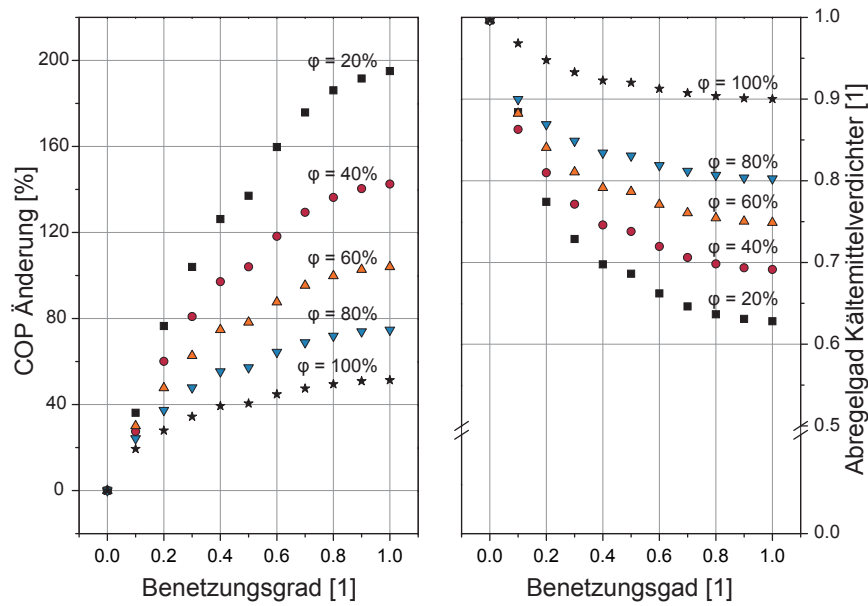
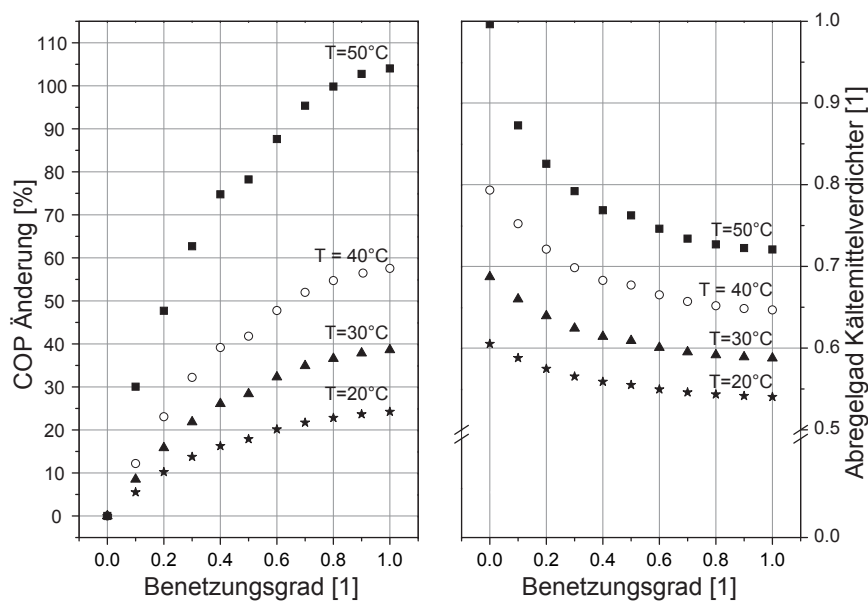


Abbildung 5.6.: Detailaufnahmen des berechneten Verflüssigers am Luftaustritt.

Auf einen weiteren Vergleich zwischen Simulation und Messung wird aufgrund der Schwierigkeiten einer lokalen Bestimmung der Benetzung an dieser Stelle verzichtet. Es bleibt festzuhalten, dass das Modell in seiner derzeitigen Form in der Lage ist, die nicht-adiabate Verdunstungskühlung phänomenologisch abzubilden. Der Modellparameter Benetzungsgrad χ ist basierend auf den experimentellen Erkenntnissen im Modell als dreidimensionale Matrix angelegt. Zur experimentellen Bestimmung des Benetzungsgrades sind weitere Untersuchungen sowie die Entwicklung einer geeigneten Messmethodik notwendig, die sich z.B. an Sommer [1987] orientieren kann, der für berechnete Lamellenrohrbündelwärmeübertrager mittels eines optischen Zugangs lokale Benetzungsgrade ermittelte.

5.5.2. Variation des Umgebungszustands

Abbildungen 5.7(a) und 5.7(b) zeigen exemplarische Ergebnisse der Kältekreislaufsimulationen, wobei jeweils der Benetzungsgrad des Verflüssigers, also der Anteil der luftseitigen Wärmeübertragungsfläche, der am Stoffaustausch beteiligt ist, variiert wird. Abbildung 5.7(a) zeigt eine Variation des Benetzungsgrades bei verschiedenen relativen Luftfeuchtigkeiten und einer konstanten Lufttemperatur von 50°C. Abbildung 5.7(b) zeigt ebenfalls eine Variation des Benetzungsgrades, allerdings bei einer konstanten Luftfeuchtigkeit von 50% und verschiedenen Lufttemperaturen. Es ist ersichtlich, dass das größte Kraftstoffesparpotential durch die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung bei hohen Außenlufttemperaturen und niedrigen Luftfeuchtigkeiten besteht, also extremen Umgebungsbedingungen wie sie vor allem im Stillstand des Fahrzeugs bei einer Heißluftrezirkulation vorkommen. Dies begründet sich darin, dass unter diesen Bedingungen das Potential einer Temperaturabsenkung der Luft durch die Verdunstung maximal ist. Abbildung 5.8 zeigt eine Auftragung der Temperaturdifferenz zwischen Lufttemperatur und Kühlgrenztemperatur über der Lufttemperatur mit der Wasserbeladung als Scharparameter. Man erkennt, wie oben diskutiert, dass die durch die Verdunstungskühlung erzielbare Temperaturdifferenz um so größer ist, je höher die Lufttemperatur und je niedriger die Wasserbeladung ist.


(a) Variation der Lufteintrittsfeuchte φ in den Verflüssiger


(b) Variation der Lufteintrittstemperatur in den Verflüssiger

Abbildung 5.7.: *COP Änderung (bezogen auf den trockenen Betrieb) und Abregelgrad des Kältemittelverdichters bei: (a) einer konstanten Lufteintrittstemperatur von 50°C unter Variation des Benetzungsgrads des berechneten Verflüssigers; (b) einer konstanten relativen Lufteintrittsfeuchte von 50% unter Variation des Benetzungsgrads des berechneten Verflüssigers.*

Diese Temperaturdifferenz wird sich in den untersuchten berechneten automobilen Verflüssigern aufgrund der nicht vollständigen Benetzung nur an wenigen Stellen einstellen.

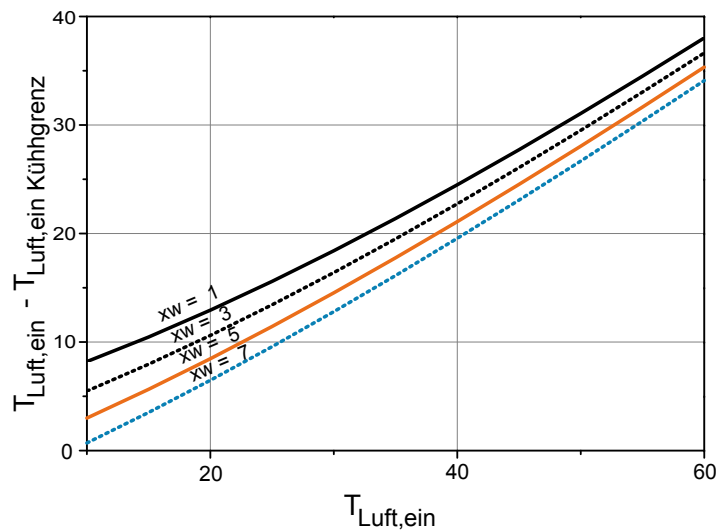


Abbildung 5.8.: Durch Verdunstungskühlung maximal erzielbare Temperaturdifferenz zur Lufteintrittstemperatur als Funktion der Lufteintrittstemperatur für unterschiedliche Wasserbeladungen.

Die Darstellung der Zustandsänderungen im h,x -Diagramm erklärt den Einfluss der nicht vollständigen Benetzung (vergleiche Abbildung 5.9).

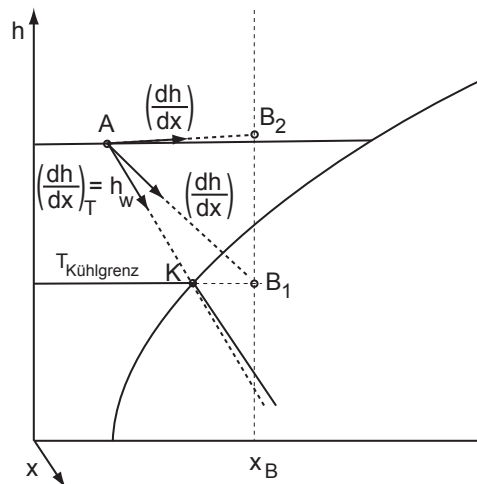


Abbildung 5.9.: Zustandsänderungen feuchter Luft in einem Nicht-Adiabaten Verdunstungs-Verflüssiger im h,x -Diagramm.

Der Lufteintrittszustand ist mit A bezeichnet. Die Zustandsänderung der Luft entspricht bei der adiabaten Verdunstungskühlung bei vollständiger Benetzung sowie einer Lewis-Zahl $Le = 1$ der Linie $\left(\frac{dh}{dx}\right)_T = h_W$ der Film nimmt Kühlgrenztemperatur an [Leidenfrost u. Korenic 1979]. Für die nicht-adiabate Verdunstungskühlung, eine vollständige Benetzung und eine Lewis-Zahl $Le > 1$

ergibt sich eine Zustandsänderung hin zum ziehenden Punkt B_1 in Abbildung 5.9. Da die experimentellen Untersuchungen gezeigt haben, dass die Luft gleichzeitig an benetzten und unbenetzten Flächen vorbeiströmt, verändert sich der ziehende Punkt hin zu Punkt B_2 , der aufgrund der zusätzlich übertragenen sensiblen Wärme eine höhere Temperatur bei gleicher Wasserbeladung hat.

5.5.3. Berechnete Temperaturverläufe im Nicht-Adiabaten-Verdunstungs-Verflüssiger

Im folgenden werden mit dem vorgestellten Modell berechnete Temperaturverläufe in einem automobilen Verflüssiger mit vier Pässen und integriertem Sammler dargestellt. Streng [1996] und Hellmann [1991] weisen die Realitätstreue ihrer Modelle mit von ihnen als ungewöhnlich klassifizierten Temperaturverläufen nach. Bei diesen weist die Lufttemperatur einen parabelförmigen Verlauf auf, die Luft tritt also mit einer sehr ähnlichen Temperatur ein und aus, während innerhalb des Wärmeübertragers deutlich tiefere Temperaturen auftreten. Derartige Verläufe werden mit dem im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Modell ebenfalls berechnet und im Folgenden diskutiert. Abbildung 5.10 zeigt den Aufbau des Verflüssigers sowie den für die Darstellung der Temperaturen gewählten Schnitt.

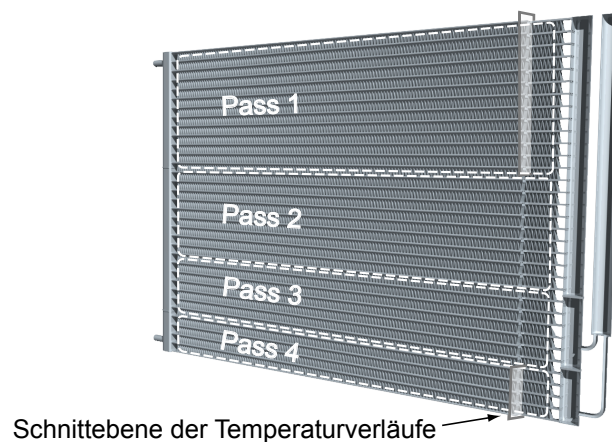


Abbildung 5.10.: Aufbau des simulierten Verflüssigers.

Abbildung 5.11 stellt die sich bei einer beispielhaften Simulation des berechneten Verflüssiger im Luftpfad ergebenden Temperaturverläufe für die Pässe 1 und 4 dar, wobei letzterer der Unterkühlungspass ist. Als Simulations-Randbedingungen werden die Lufteintrittstemperatur in den Verflüssiger auf 50°C und die relative Feuchte auf 90% festgelegt. Die Auftragung erfolgt über der dimensionslosen Länge des Luftpfads, also der auf den Wert eins normierten Tiefe des Verflüssigers. Dargestellt ist dabei ein exemplarischer Luftpfad, also ein Schnitt durch den Verflüssiger – das Kältemittel strömt somit aus der Bildebene heraus. Der Wasserfilm der Wand ist optional, da er nur im Falle der Benetzung auftritt. Dies erklärt auch den Sprung in der Wandtemperatur für den

Benetzungsgrad 0,5: In diesem Fall ist die erste Hälfte des Luftpfads benetzt, der somit zusätzlich zur sensiblen Wärmeabgabe über Verdunstung zur Wärmeabgabe beiträgt.

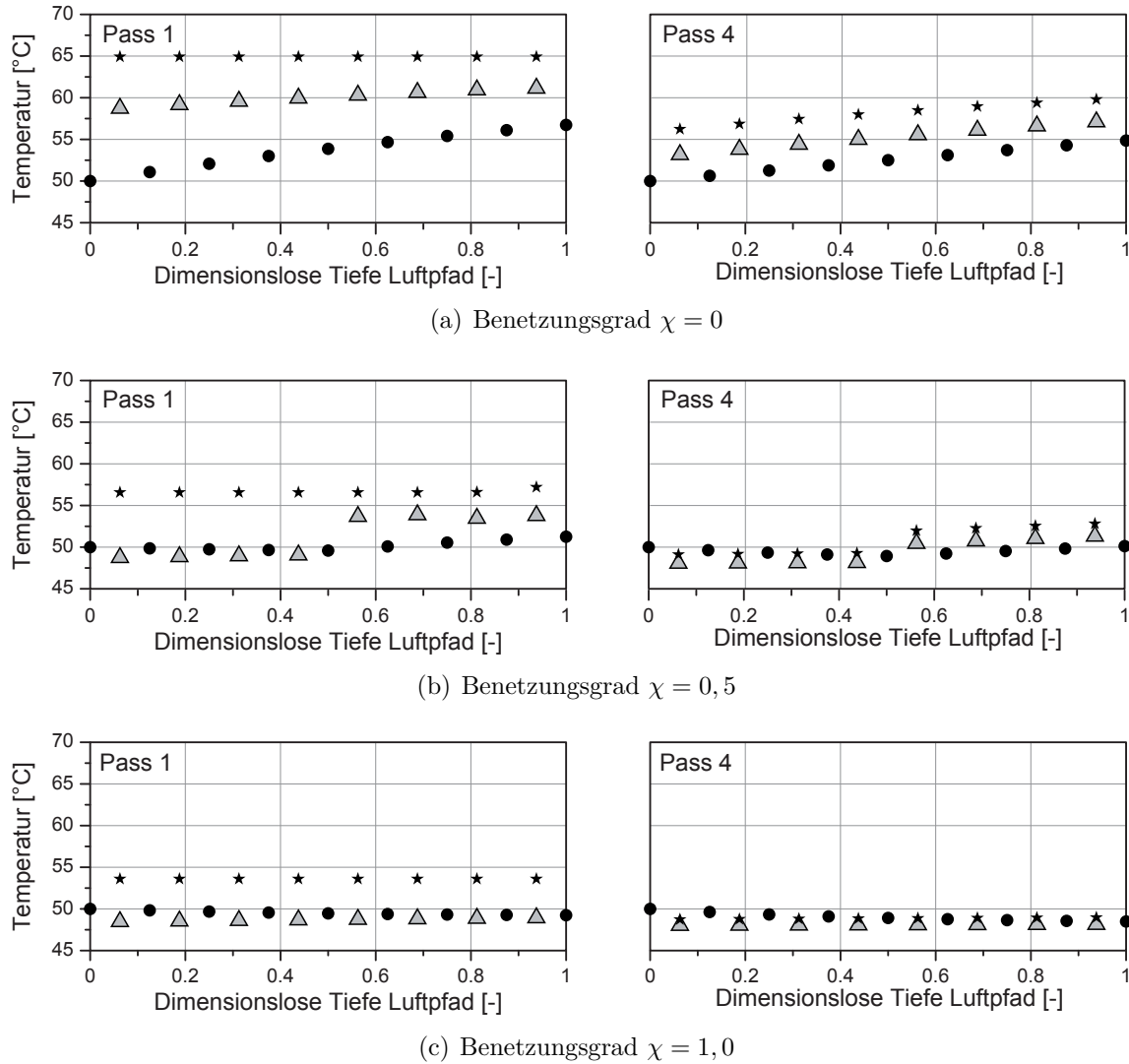


Abbildung 5.11.: Temperaturverläufe von Kältemittel (*), Wand mit optionalem Wasserfilm (Δ) und feuchter Luft (●) über die dimensionslose Länge des Luftpfads (Wärmeübertragertiefe) für die Pässe 1 und 4 des simulierten IRDC bei unterschiedlichen Benetzungsgraden. Das Kältemittel strömt aus der Bildebene heraus.

Es zeigt sich der bereits im experimentellen Teil beschriebene ausgeprägte Einfluss der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung auf die Luftaustrittstemperatur des Verflüssigers. Die Luftaustrittstemperatur am ersten Pass fällt zwischen trockenem und vollständig benetztem Wärmeübertrager um über 7K. Während die Temperatur der Wand für den trockenen Fall zwischen Luft und Kältemittel liegt, kühlt diese bei Benetzung so stark ab, dass durch den Verdunstungsprozess sowohl der Luft als auch dem Kältemittel Wärme entzogen wird. Der Vergleich der sich für die Pässe 1 und 4 einstellenden Temperaturverläufe zeigt, dass der durch die Beregnung erzielte Gewinn an treibender Temperaturdifferenz für den Unterkühlungsbereichs des Verflüssigers deutlich kleiner ausfällt als für

den Kondensationsbereich. Dies zeigt, dass der Berechnungsmassenstrom im Unterkühlungsteil kleiner gewählt werden könnte.

5.6. Simulative Untersuchung der Unterkühlungsregelung

Eine Unterkühlungsregelung eines automobiler Kältekreislaufes ist, wie in Kapitel 4.2 experimentell gezeigt wurde, möglich. Im Folgenden werden die erzielbaren COP Verbesserungen bei unterschiedlichen Umgebungs- und Lastbedingungen simulativ untersucht. Die dafür verwendeten Teilmodelle sowie deren Verschaltungen entsprechen denen der Untersuchungen zur nicht-adiabaten Verdunstungskühlung (Kapitel 5.5).

Im Folgenden werden zwei Szenarien näher betrachtet: Eine Parametervariation der Umgebungsbedingungen des Verflüssigers und der Einfluss eines internen Wärmeübertragers.

5.6.1. Variation des Umgebungszustandes

Für alle Simulationen zur Variation des Umgebungszustandes wird am Verflüssiger ein Luftmassenstrom von 0,7 kg/s angenommen. Die Verdichterdrehzahl ist auf 900 1/min festgelegt und dessen Abregelgrad auf die Lufttemperatur am Verdampferaustritt (Sollwert 3°C) geregelt. Am Verdampfereintritt werden eine Luftertrittstemperatur von 45°C, eine relative Feuchte von 10% und ein Massenstrom von 6,9 kg/min angenommen.

Abbildung 5.12 zeigt für unterschiedliche Luftertrittstemperaturen am Verflüssiger den simulierten Kondensationsdruck und COP als Funktion der Unterkühlung am Verflüssigeraustritt. Für diese Simulationen findet keine Wärmeübertragung im IHX statt, der IHX ist also ausschließlich Teil der Verrohrung.

Es ist ersichtlich, dass das Potential der Unterkühlungsregelung vor allem bei niedrigen Außenlufttemperaturen gegeben ist. Wendet man die in Kapitel 3.2 vorgestellte Systematik zur Definition relevanter Umgebungsbedingungen auf den geographischen Bezugsraum Deutschland an, stellt man fest, dass nur 1% aller Fahrten bei Temperaturen über 32°C stattfinden. Dies zeigt, dass die Unterkühlungsregelung eine anwendbare Regelungsstrategie für automobiler Verflüssiger ist. Einschränkend muss hinzugefügt werden, dass – wie beim IRDC – die Vergrößerung des Unterkühlungsbereichs die für die Kondensation zur Verfügung stehende Fläche verkleinert, was zu einem Anstieg des Kondensationsdrucks führt (siehe Abbildung 5.12 rechts). Allerdings treten im diskutierten Fall durch die Unterkühlungsregelung keine Kondensationsdrücke auf, bei denen eine Hochdruckabschaltung droht.

5.6.2. Einfluss des inneren Wärmeübertragers

Für kleinere Luftmassenströme am Verflüssiger kann der Punkt optimaler Unterkühlungen im Bereich pathologischer Hochdrücke liegen. Eine mögliche Alternative zur Realisierung der Unterkühlung ist, wie bereits diskutiert, die Verwendung eines inneren Wärmeübertragers (IHX). Für die in Abbildung 5.13 dargestellten Simulationsergebnisse wurde die Wärmeübertragung im IHX daher wieder mitberechnet.

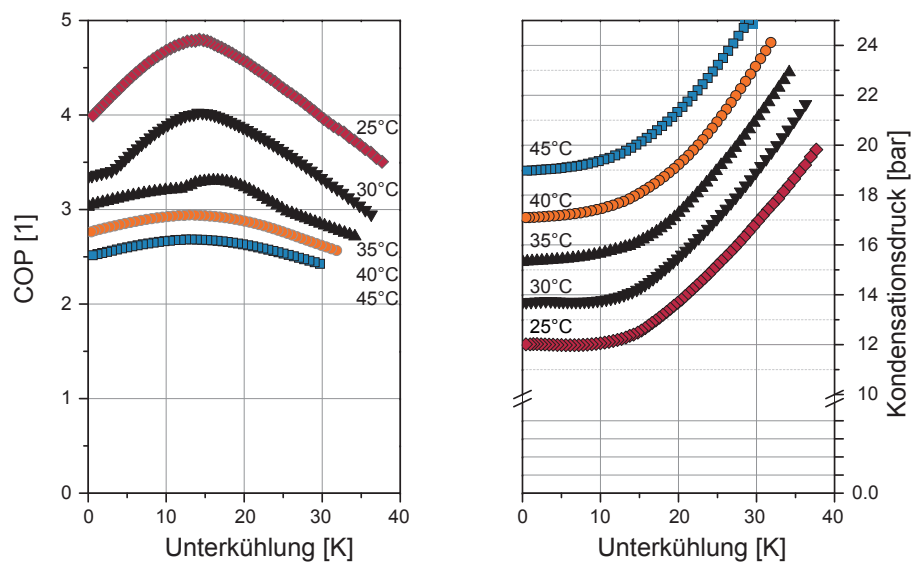


Abbildung 5.12.: Variation der Verflüssiger-Lufteintrittstemperatur, links: Simulierter COP als Funktion der Unterkühlung, rechts: Simulierter Kondensationsdruck als Funktion der Unterkühlung.

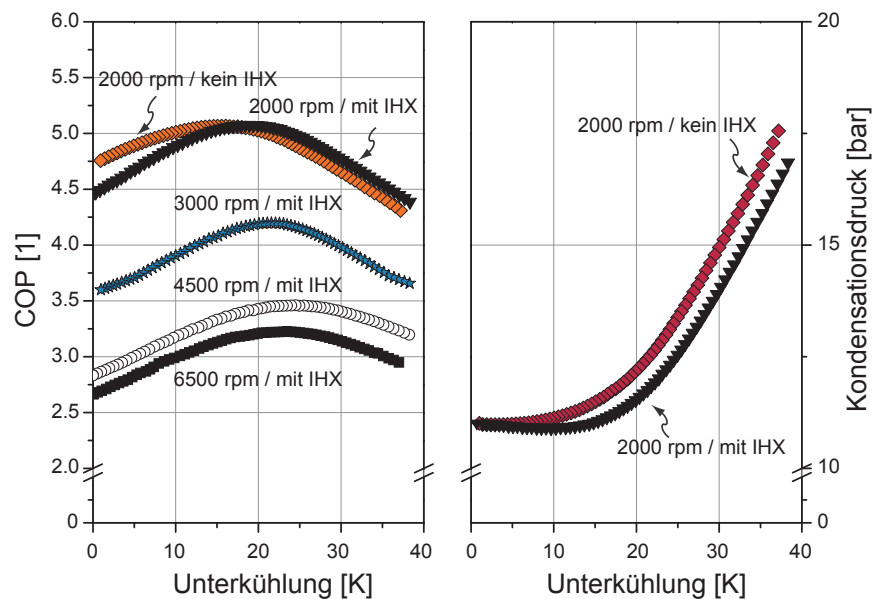


Abbildung 5.13.: Variation der Verdichterzahl, links: Simulierter COP, rechts: Simulierter Kondensationsdruck als Funktion der Unterkühlung (für die Kurven mit IHX bezogen auf die Unterkühlung des IHX).

Es zeigt sich, dass die Verlagerung der Unterkühlung in den IHX wie erwartet zu einer Absenkung des Kondensationsdrucks führt. Der Punkt des optimalen COP hängt neben der Verflüssiger-Lufteintritts-temperatur von einer Vielzahl anderer Faktoren ab, beispielhaft ist in Abbildung 5.13

eine Variation der Verdichterdrehzahl dargestellt. Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass die Unterkühlungsregelung zur COP Optimierung automobiler Klimaanlage sinnvoll sein kann.

6. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten automobiler Verflüssiger mit dem Kältemittel R-134a sowohl experimentell als auch simulativ untersucht sowie auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse alternative Betriebsstrategien entwickelt. Verflüssiger in Kältekreisläufen mit thermostatischem Expansionsventil – dem derzeit auf dem automobilen Markt dominanten Kältekreislaufkonzept – werden heutzutage als Hochleistungs-Kompakt-Wärmeübertrager realisiert. Aufgrund der Anforderung einer hohen bauraumspezifischen Leistung bei niedrigen Fertigungskosten haben sich gelötete Flachrohr-Verflüssiger durchgesetzt. Der Verflüssiger vereint als funktionsintegrierte Komponente Verflüssiger, Sammler, Trockner und Unterkühler und wird daher im englischen Sprachgebrauch als „Integrated Receiver Dryer Condenser“ (IRDC) bezeichnet. Die Anwendung und Entwicklung geeigneter experimenteller und simulativer Methoden zur Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen den Teilkomponenten des IRDC, die Beschreibung der Einflussfaktoren auf seine Einzelkomponenten sowie die Entwicklung neuer Betriebsstrategien sind Ziele dieser Arbeit.

Zur Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen den drei Teilkomponenten Verflüssiger, Sammler und Unterkühler wird eine Methodik zur genauen luftseitigen Bilanzierung entwickelt. Darüber hinaus wird eine Wiegemethodik erarbeitet, die eine separate Bestimmung der Kältemittelmassen in Sammler und Wärmeübertrager zulässt. Die Anwendung beider Methodiken bei einer Kältekreislauf-Füllmengenvariation zeigt die Kältemittelverlagerung innerhalb des IRDC und lässt Rückschlüsse auf das Betriebsverhalten des integrierten Sammlers zu. Beide Methodiken werden ferner zur Quantifizierung des Einflusses nichtkondensierbarer Gase auf den Kondensationprozess genutzt. Es kann gezeigt werden, dass – abweichend von der bisher ausschließlich für Wärmeübertrager größerer hydraulischer Durchmesser veröffentlichten Literatur – Fremdgase keinen nachteiligen Einfluss auf den Kondensationsprozess in Hochleistungs-Kompakt-Wärmeübertrager haben. Vielmehr wird gezeigt, dass sich das nichtkondensierbare Gas im integrierten Sammler anreichert und der wesentliche Effekt eine Verkleinerung des effektiven Sammlervolumens ist.

Neben den Untersuchungen zu kältemittelseitigen Einflussfaktoren auf automobiler Verflüssiger, beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit luftseitigen Randbedingungen. Die Kenntnis der Relevanz verschiedener Umgebungs- und Fahrzustände – als luftseitige Randbedingungen – sind entscheidend für die Auslegung und Dimensionierung von Wärmeübertragern und Klimatisierungssystemen in Kraftfahrzeugen. Diese Auslegung und Dimensionierung erfolgt üblicherweise unter stationären Extrembedingungen wodurch allerdings die Mehrzahl der real auftretenden Betriebsfälle unberücksichtigt bleiben. Für spezielle Fragestellungen, insbesondere die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs, sind jedoch nicht die Extremwerte, sondern vielmehr die durchschnittlichen Betriebsbedingungen relevant. Die vorliegende Arbeit diskutiert die veröffentlichten Teststandards zu Umgebungs- und Fahrzustand und schlägt eine Methodik zur Ermittlung durchschnittlicher Betriebsbedingungen vor. Diese Methodik kombiniert Daten zu Klimabedingungen, PKW-Nutzungshäufigkeit und PKW-Zulassungsdichte in hoher regionaler Auflösung und liefert für einen geographischen Bezugsraum und jede Kombination von Temperatur, Luftfeuchte und Solarstrahlung eine prozentuale PKW-Nutzungshäufigkeit. Der Einfluss der einzelnen einbezogenen Gewichtungparameter Nutzungsver-

halten und PKW-Dichte/Bevölkerungsdichte wird diskutiert. Mit der vorgeschlagenen Methodik erzeugte Ergebnisse für unterschiedliche Bezugsräume werden mit den einschlägigen Teststandards verglichen. Die Ergebnisse der vorgestellten Methodik werden so validiert und Unstimmigkeiten in existierenden Teststandards identifiziert. Die Systematik wird anschließend auf die Beschreibung des Verflüssigermikroklimas erweitert. Dazu wird die einschlägige Literatur bezüglich inhomogener Luftanströmung und Luftrezirkulation auf ihre Generalisierbarkeit hin bewertet. Die Arbeit kommt zu dem Ergebnis, dass stadtklimatische Einflüsse auf das PKW-/Verflüssiger-Mikroklima generalisierbar sind, wohingegen das sich aus lokalen Strömungsverhältnissen am Verflüssiger ergebende Mikroklima nicht generalisierbar ist, da es stark von der Geometrie des jeweiligen Fahrzeugs (Klima-Kühlungsmodul, Frontend, Motorraum, Wärmeübertrageranordnung, ...) abhängt. Der Einfluss des Stadtklimas wird in die vorgestellte Methodik integriert und beispielhafte Ergebnisse diskutiert.

Basierend auf der Erkenntnis, dass lokale Strömungsverhältnisse zwar nicht generalisierbar sind, die abführbare Wärme im Klima-Kühlungsmodul aber drastisch reduzieren können, werden zwei alternative Betriebsstrategien für automobiler Verflüssiger vorgeschlagen und experimentell wie simulativ untersucht: Zum einen die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung – die Nutzung latenter Wärme durch Beregnung des Verflüssigers –, zum anderen eine Unterkühlungsregelung in Anlehnung an die Hochdruckregelung transkritischer Kälteprozesse. Die experimentelle Untersuchung der Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung auf automobiler Verflüssiger erfolgt anhand zweier Szenarien – einer Hochdruckbegrenzung und einer COP-Optimierung –, beide unter Randbedingungen, die dem Fahrzeugstillstand entsprechen. Es kann gezeigt werden, dass der Kondensationsdruck durch die Beregnung des Verflüssigers auch bei kleinen Beregnungsmassenströmen effektiv gesenkt und so eine Hochdruckabschaltung verhindert werden kann. Die COP-Optimierung unter Fahrzeugstillstandsbedingungen zeigt, dass durch die Beregnung des Verflüssigers in Bezug auf die elektrischen Verbraucher eine Einsparung von 82% der Antriebsenergie möglich ist. Um abschätzen zu können, ob und wie viel Wasser zur Beregnung des Verflüssigers im Auto mitgeführt werden muss, wird experimentell der Beregnungsmassenstrom variiert und berechnet, wie viel Kondensat in einem charakteristischen Jahr im Verdampfer der automobilen Klimaanlage anfällt. Die Kombination der beiden Untersuchungen legt nahe, dass bei ausschließlicher Nutzung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung zur Hochdruckbegrenzung bzw. im Stillstand Wassermengen in der Größenordnung des Scheibenwischwassers mitgeführt werden müssen. Die experimentelle Untersuchung der Unterkühlungsregelung legt die Existenz einer energieoptimalen Unterkühlung nahe.

Zur weiteren Untersuchung der beiden vorgeschlagenen alternativen Betriebsstrategien wird in der Modellierungssprache Modelica ein IRDC modelliert. Dies geschieht unter der Maßgabe, dass das Modell auch den Fall der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung berechnen kann, eine sehr hohe räumliche Auflösung hat und gleichzeitig kurze Rechenzeiten ermöglicht. Das entsprechende Gleichungssystem sowie ein dreidimensionales Diskretisierungsschema werden diskutiert und umgesetzt. Die Anwendbarkeit des Modells wird im Rahmen verschiedener Gesamtkreislaufsimulationen nachgewiesen, wobei der Kältekreislauf mit Ausnahme der Wärmeübertrager mit Komponenten der Modelica-Bibliothek TIL modelliert wird. Mit Hilfe der simulativen Untersuchungen kann gezeigt werden, dass das größte Kraftstoffeinsparpotential durch die Anwendung der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung bei hohen Luftansaugtemperaturen und niedrigen Luftfeuchten besteht, also extremen Umgebungsbedingungen, wie sie vor allem im Stillstand des Fahrzeugs bei einer Heißluft-

rezirkulation vorkommen. Bezogen auf die Unterkühlungsregelung wird gezeigt, dass deren Potential bei niedrigen Außenlufttemperaturen besonders ausgeprägt ist. Desweiteren konnte gezeigt werden, dass die Verwendung eines internen Wärmeübertragers zur Vermeidung pathologischer Hochdrücke in Folge der Unterkühlungsregelung eine geeignete Maßnahme ist.

A. Nomenklatur

Abkürzungen

<i>COP</i>	Coefficient of Performance	<i>IHX</i>	Integrated Heat Exchanger
<i>IRDC</i>	Integrated Receiver Drier Condenser		

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	μ	längenspezifischer	$\left[\frac{kg}{s \cdot m}\right]$
β	Stoffübergangskoeffizient	$\left[\frac{m}{s}\right]$		Verdunstungsmassenstrom	
ϑ	Temperatur	$[^{\circ}C]$	ϱ	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
λ	spezifische Wärmeleitfähigkeit	$\left[\frac{W}{m K}\right]$	χ	Benetzungsgrad	$[-]$

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	$[m^2]$	n	Ganzzahlige Menge	$[-]$
dA	differentielle Fläche	$[m^2]$	n	Drehzahl	$\left[\frac{1}{s}\right]$
c_p	spezifische isobare		p	Druck	$[Pa]$
	Wärmekapazität	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$	Δp	Druckabfall	$[Pa]$
H	Enthalpie	$[J]$	\dot{Q}	Wärmestrom	$[W]$
\dot{H}	Enthalpiestrom	$\left[\frac{J}{s}\right]$	\dot{q}	Wärmestromdichte	$[W/m^2]$
h	Spezifische Enthalpie	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	R	Thermischer Widerstand	$[K/W]$
h_v	Verdampfungsenthalpie	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	T	Temperatur	$[K]$
i	Inhomogenitätsfaktor	$[-]$	ΔT	Temperaturdifferenz	$[K]$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	t	Zeit	$[s]$
Le	Lewiszahl	$[-]$	W	Leistung	$[W]$
dl	differentielle Länge	$[m]$	V	Volumen	$[m^3]$
m	Masse	$[kg]$	\dot{V}	Volumenstrom	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Δm	Massenänderung	$[kg]$	x	Wasserbeladung der Luft	$\left[\frac{kg H_2 O}{kg tr, Luft}\right]$
\dot{m}	Massenstrom	$[kg/s]$			

Indizes

av	average	sat	Sättigungszustand
g	Gas	sens.	sensibel
lat.	latent	t	technisch
NK	Nicht kondensierbares Gas	w	Wasser
RS	Reinstoff		

B. Umgebungsbedingungen für die Bewertung automobiler Klimaanlage

Tabelle B.1.: Nationale und firmenspezifische Teststandards mit Umgebungsbedingungen zur Bewertung automobiler Klimaanlage, Teil 1

Nr.	Name	beteiligte Organisation(en)	intendierter Gültigkeitsbereich
1	SAE J2765	SAE	Umgebungs- und Lastbedingungen für Bestimmung des COP von mobilen Klimaanlage im Prüfstandsaufbau
2	Common Spec Book for Evaluating Air Conditioning Systems	ACEA, SAE, JAMA	Umgebungs- und Lastbedingungen für Prüfstands- sowie Fahrzeugmessung
3	Sanden Test Matrix	SANDEN	
4	Valeo standard test conditions	VALEO	
5	Lastprofile	BEHR	Umgebungs- und Lastbedingungen für automobile Heiz- und Kältekreisläufe
6	Average Mobile A/C Customer Usage Model	VISTEON	Umgebungsbedingungen für Prüfstands- sowie Fahrzeugmessung. Regionale Beschränkung auf die USA
7	Klimatische Daten und PKW-Nutzung	FAT	Umgebungsbedingungen für automobile Heiz- und Kältekreisläufe
8	Green MAC LCCP	US EPA	Umgebungs- und Lastbedingungen für LCCP Berechnungen weltweit

Tabelle B.2.: Nationale wie firmenspezifische Teststandards mit Umgebungsbedingungen zur Bewertung automobiler Klimaanlage, Teil 2

Nr.	Name	zugehörige Veröffentlichungen	Anmerkungen
1	SAE J2765	[SAE J2765 2008]	26 stationäre Umgebungsbedingungen, auch als IMAC Testmatrix referenziert
2	Common Spec Book for evaluating Air Conditioning Systems	Dokument unveröffentlicht: [Hammer 2008] Dokumentation der Testbedingungen in: [Ikegami u. a. 2008]	bis auf einen Verflüssiger Hochlastpunkt mit den stationären Umgebungsbedingungen des SAE J2765 identisch
3	Sanden Test Matrix	[Spatz u. Minor 2008]	
4	Valeo standard test conditions		
5	Lastprofile		keine Berücksichtigung der relativen Luftfeuchte
6	Aver Mobile A/C Customer Usage Model	[Duthie 2002]	kein Differenzierung der Solarstrahlung
7	Klimatische Daten und PKW-Nutzung		Methodik allgemeingültig, Daten für Europa, USA, Indien und China veröffentlicht
8	Green MAC LCCP		

C. Transiente Testzyklen zur Emissionsbestimmung

Tabelle C.1.: Maximale, mittlere Geschwindigkeiten, Stillstandsanteil sowie Klassifizierung in S (Stadtzyklus), L (Landzyklus) und A (Autobahnzyklus) nach Neudorfer u. a. [2006]. Datengrundlage extrahiert aus [DieselNet [2010] Metric Mind Corporation [2010]]

Nr.	Land	Fahrzyklus	v max.	v mitt.	Stillst. anteil	Klass.
			[km/h]	[km/h]	[%]	[-]
1	USA	UDDS (FTP-72)	91,3	31,5	17,6	AS
2	USA	FTP-75	91,3	34,1	17,9	AS
3	USA	SFTP-US06	129,3	77,9	6,5	A
4	USA	SFTP-SC03	88,2	34,8	18,3	AS
5	USA	EPA-NewYorkCityCycle	44,6	11,4	32,1	S
6	USA	EPA-HighWayFuelEconomy	96,4	77,7	0,5	L
7	USA	CaliforniaUnifiedCycle	108,2	39,6	15,1	AS
8	USA	IM 240	91,3	47,3	3,3	SL
9	Europa	NEFZ	120	33,6	23,7	ASL
10	Europa	HYZEM Urban	57	22,4	23,6	S
11	Europa	HYZEM Rural	103,4	48	9,7	L
12	Europa	HYZEM Highway	138,1	92,3	3,1	A
13	Europa	ARTEMIS Urban	57,6	19,61	29,7	S
14	Europa	ARTEMIS Rural	110,5	57,3	5,1	L
15	Europa	ARTEMIS Motorway	157,1	102,1	2,15	
16	Japan	JC08	81,6	24,4	24,6	AS
17	Indien	Indian Driving C.	42	21,9	15,1	S

D. Statistiken zur Kurzstreckenmobilität

Exemplarische Tagesgänge

Folgende Abbildungen zeigen, jeweils normiert auf die pro Tag gefahrene Gesamtzeit der jeweiligen nationalen Statistik, die Nutzungsverteilung zu unterschiedlichen Wochentagen.

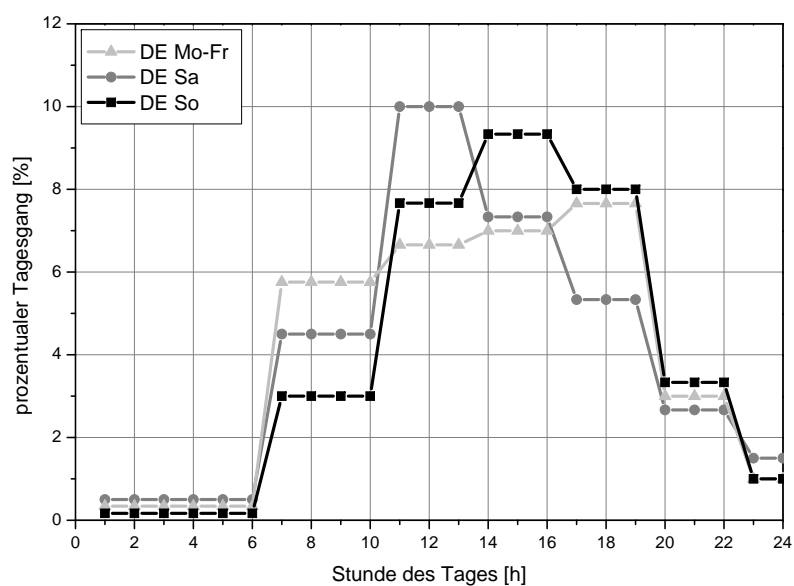


Abbildung D.1.: *Tagesgänge der Kurzstrecken PKW-Nutzung für Deutschland nach infas & DIW [2004]*

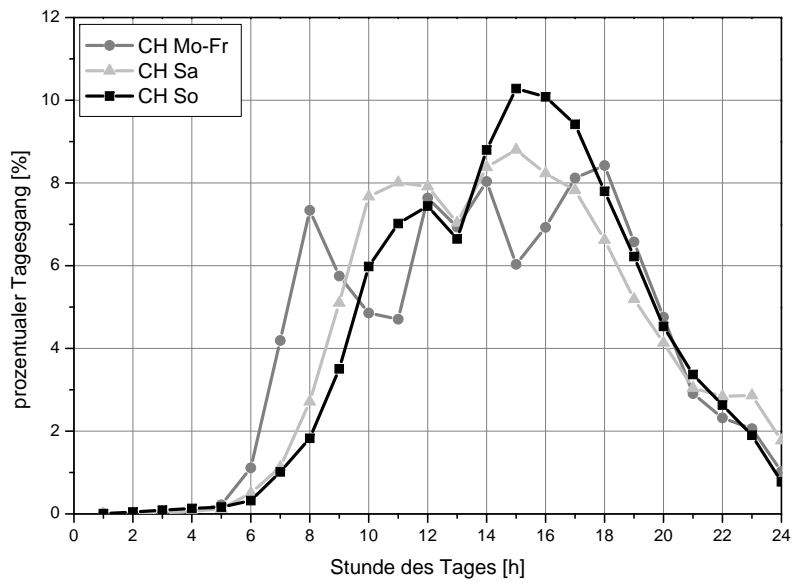


Abbildung D.2.: Tagesgänge der Kurzstrecken PKW-Nutzung für die Schweiz nach BFS & ARE [2007]

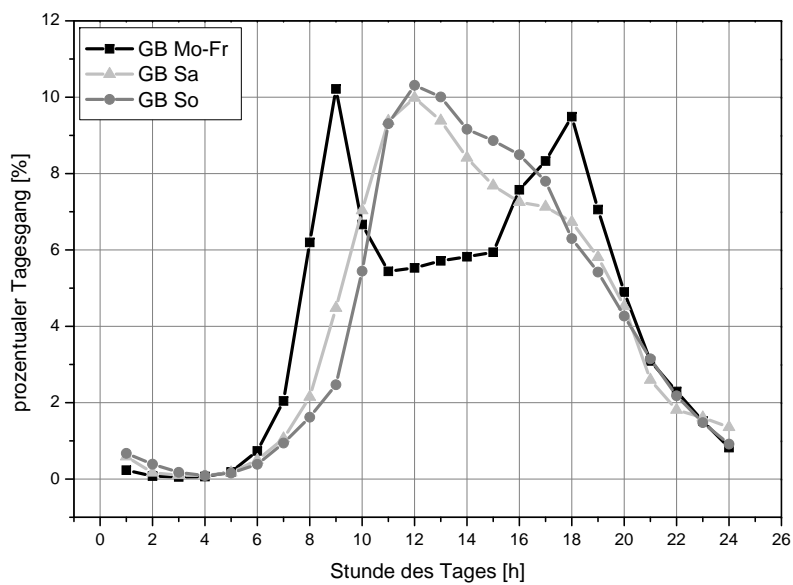


Abbildung D.3.: Tagesgänge der Kurzstrecken PKW-Nutzung für Großbritannien nach Department for Transport [2006]

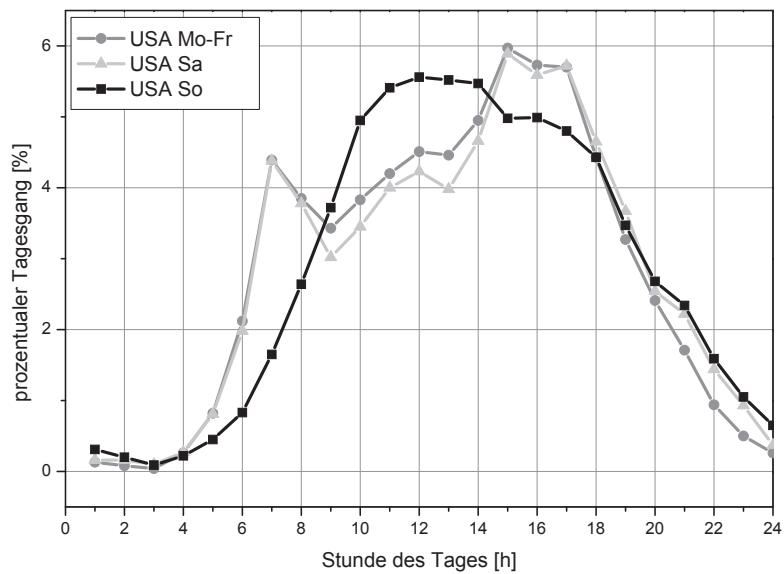


Abbildung D.4.: Tagesgänge der Kurzstrecken PKW-Nutzung für die Vereinigten Staaten von Amerika nach dem National Household Travel Survey (NHTS) U.S. Federal Highway Administration [2010]

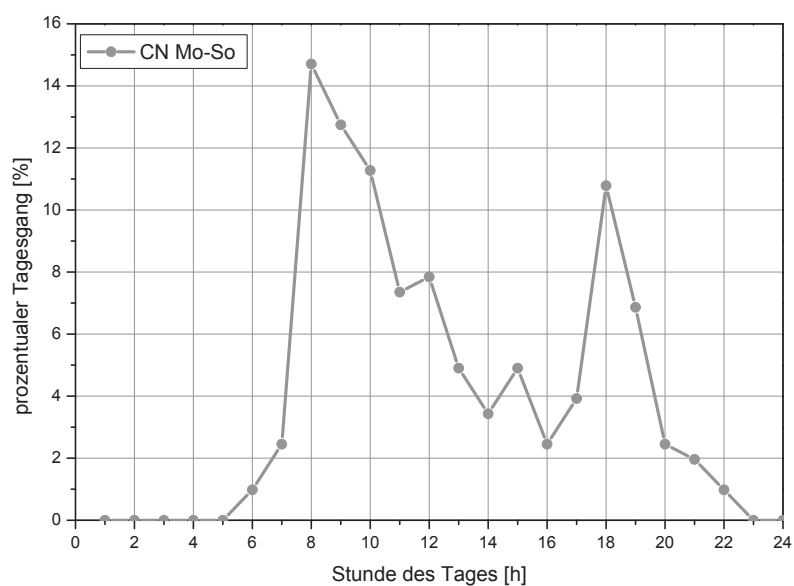


Abbildung D.5.: Tagesgänge der Kurzstrecken PKW-Nutzung für die Stadt Chengdu (China) nach Hyodo u. a. [2005]

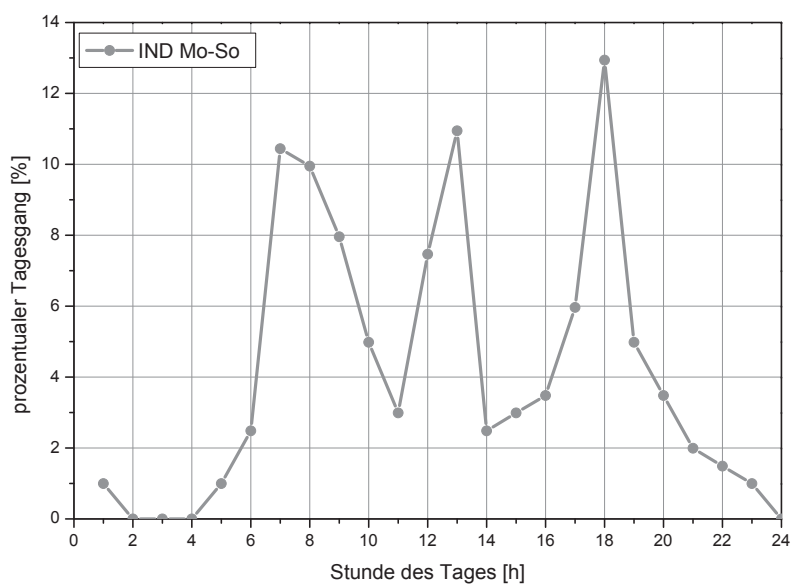


Abbildung D.6.: Tagesgänge der Kurzstrecken PKW-Nutzung für die Stadt Thane (Indien) nach Banerjee [2006] und Banerjee u. a. [2007]

Land	Survey / data collection activity	Bezugszeitraum	Bezugsgruppe	Indikatoren	aufgeschlüsselte Variablen
Belgien	Belgische Mobilitäts-Erhebung	Dezember 1998 – November 1999	Personen ab 6 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrzeugkilometer*	Beförderungsart, Fahrtzweck
Bulgarien	Nationale Reise-Umfrage bzgl. Bustransporten	vierteljährlich	Reisebus-Passagiere	Anzahl der beförderten Passagiere, Passagierkilometer, Anzahl Buslinien, Länge der Buslinien	Verkehrsart (städtisch, national, international)
Dänemark	Nationale Reise-Umfrage	2006	Dänen zwischen 10 und 84 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer**	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Fahrtzweck, Altersbereich
Deutschland	Mobilität in Deutschland (MiD)	2001-2002	Alle Deutschen	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Anzahl der PKW pro Haushalt, Fahrzeug-Kilometer**	Beförderungsart, Zweck, Altersbereich, Geschlecht, Einkommensklasse
	Mobilitäts-Forum (MOP)	Jährlich seit 1994	Alle Deutschen ab 10 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Anzahl der PKW pro Haushalt, Fahrzeug-Kilometer**	Beförderungsart, Zweck, Altersbereich, Geschlecht, Einkommensklasse
Estland	Verwendung von PKW	April – Juli 2005	Personen zwischen 15 und 74 Jahren	Anzahl der im PKW absolvierten Reisen/Person/Tag, Anzahl der Passagiere, Anzahl der PKW pro Haushalt, Fahrzeug-Kilometer**	Gefahrenere Fahrtzweck, Distanz,
Finnland	Finnische Reise-Umfrage	Juni 2004 – Mai 2005	Personen ab 6 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Passagier-Kilometer, Fahrzeug-Kilometer*	Beförderungsart, Fahrtzweck
Frankreich	Umfrage bzgl. Transport und Kommunikation	Mai 2007 – April 2008	Personen ab 6 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer**	Entfernungsbereich, Mode of transport, Reisezweck
Griechenland	Autofahrerbefragung			Fahrzeug-Kilometer	
Großbrit.	Nationale Reise-Umfrage (NTS)	2006	Alle Personen mit festem Wohnsitz in Großbritannien, die in privaten Haushalten leben	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, jährlicher PKW-Benzinverbrauch**	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Zweck, Alter
Irland	Keine			Keine	
Island	Keine			Personen- und Fahrzeug-Kilometer	Fahrzeugtyp
Italien	Keine			Keine	
Lettland	Kurzstrecken-Mobilitäts-Umfrage	19. Mai – 5. Juni 2003	Personen ab 6 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer*	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Zweck, Altersbereich
Liechtenstein	Erhebung 2000	2000	Personen ab 15 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Zweck
Litauen	Keine			Personen- und Fahrzeug-Kilometer*	Fahrzeugtyp
Luxemburg	Erhebung			Keine	
Malta	Keine			Fahrzeug-Kilometer*	
Niederlande	MON	2004, 2005	Alle Personen mit einem permanenten Wohnsitz außer denen, die in Institutionen leben??	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Zweck
	Statistiken basierend auf km-Ständen	2005-2006	Alle PKW, die am 1. Januar 2005 registriert waren	Fahrzeug-Kilometer	
Norwegen	Norwegische Reise-Umfrage	2005	Alle Personen mit einem permanenten Wohnsitz ab 13 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrtstanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer**	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Zweck

Tabelle D.1.: Europäische Statistiken zu Kurzstreckenmobilität (nach EUROSTAT u. a. [2007])

Österreich	Österreichs Mobilitäts-Erhebung	September – Dezember 1995	Wohnhafte Bevölkerung ab 6 Jahren	Anzahl von Fahrten/-Person/Tag, Fahrt-distanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer*	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Fahrt-zweck
Polen	Autofahrerbefragung			Personen- und Fahrzeug-Kilometer	Fahrzeugtyp
Portugal	Portugiesische Mittel- und Langstrecken-Mobilitäts-Umfrage	Mai – Juni 1998	Personen ab 15 Jahren	Anzahl von Fahrten/-Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer*	Entfernungsbereich, Beförderungsart, Zweck
Rumänien	Mobilitäts-Umfrage	4. Quartal 2005	Personenbeförderungen (NACE 6021, 6023 and 6332), Schulbus-Einheiten, Passagiere dieser Firmen	Anzahl von Fahrten/-Person/Tag, absolute Fahrt-distanz, absolute Fahrtzeit/Person/Tag	Beförderungsart, Fahrzeugtyp, Fahrtzweck
	Resident's touristic demand	ein Vierteljahr	Alle Personen mit einem permanenten Wohnsitz ab 15 Jahren	Anzahl von Fahrten/-Person/Tag, Anzahl der Übernachtungen, touristische Aufwendungen	Beförderungsart, Zweck, Aufenthaltsdauer am Zielort
Schweden	Nationale Reise-Umfrage (RES)	2005	Personen zwischen 6 und 84 Jahren	Anzahl der Fahrten/-Person/Tag, absolute Fahrt-distanz/Person/-Tag, absolute Fahrtzeit/-Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer*	Beförderungsart, Zweck, Altersbereich
Schweiz	Mobilität in der Schweiz	2005	Alle Personen, außer denen, die in Wohn-gemein-schaften leben	Anzahl von Fahrten/-Person/Tag, Fahrt-distanz/Person/Tag, Fahrtzeit/Person/Tag, Fahrzeug-Kilometer**	Beförderungsart, Zweck, Alter
Slowakische Republik	Jahresbericht Transport	bzgl. Ein Jahr	Alle Organisationen mit über-wiegender Transport-Aktivität (NACE 60 –634 except 633)	Personen- und Fahrzeug-Kilometer	Alle Beförderungsarten außer PKW, Entfernungsbereich
	Vierteljährliche Reisebefragung	vierteljährlich	Personen ab 15 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag	Entfernungsbereich und sozial-ökonomische Variablen
Slowenien	Autofahrerbefragung			Personen- und Fahrzeug-Kilometer**	Fahrzeugtyp
Spanien	MOVILIA	Oktober – November 2000	Personen jeglichen Alters mit einem festen Wohnsitz in Spanien	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, absolute Fahrtzeit/Person/Tag	Wochentag (Arbeitstag oder Wochenende), Beförderungsart, Zweck, Altersbereich
Tschechische Republik	Bevölkerungs- und Haus-zählung	2001	Alle Personen mit einem permanenten oder lang-fristigen Wohnsitz	Fahrzeug- und Passagier-Kilometer	Häufigkeit der Fahrt, Aufenthaltsdauer, Beförderungsart, Fahrzeugtyp
Türkei	Keine			Passagier-Kilometer	
Ungarn	Keine			Personen- und Fahrzeug-Kilometer*	Fahrzeugtyp
Zypern	Kurzstrecken-Mobilität in Zypern	Januar – März 2007	Personen ab 6 Jahren	Anzahl von Fahrten/Person/Tag, Fahrt-distanz/-Person/Tag, Fahrtzeit/-Person/Tag	Beförderungsart, Reise-zweck

Tabelle D.2.: Europäische Statistiken zu Kurzstreckenmobilität (nach EUROSTAT u. a. [2007])

Land	Datenquellen für die Berechnung der gefahrenen Kilometer	Verantwortliche Organisation	Informationsquelle bzgl. statistischer Aktivität	Bemerkungen
Belgien	Verkehrszählungen (hauptsächlich), km-Stand und Kraftstoffverbrauch (zusätzlich)	IBSR	SafetyNet	
Dänemark	km-Stand (hauptsächlich), Autofahrerbefragung und Verkehrszählung, (nicht alles) ergänzend	Danish Road Directorate	UNECE, SafetyNet	
Deutschland	Autofahrerbefragungen, Verkehrszählungen, Kraftstoffverbrauch	German Federal Highway Research Institute (BASt)	UNECE, SafetyNet	
Estland	Verkehrszählungen (hauptsächlich), Autofahrerbefragung (ergänzend)	Estonia Road Administration	UNECE, SafetyNet	In der Autofahrerbefragung ist nicht der gesamte Verkehr erfasst.
Finnland	Verkehrszählungen (hauptsächlich), km-Stand (ergänzend)	Finish Road Administration	UNECE, SafetyNet	
Frankreich	Kraftstoffverbrauch (hauptsächlich), Autofahrerbefragungen, Verkehrszählungen (ergänzend)	Ministry of Transport (SESP)	UNECE	
Griechenland	Autofahrerbefragungen (ergänzend)	National Technical University of Athens	SafetyNet	Nicht der gesamte Verkehr ist erfasst.
Großbritannien	Verkehrszählungen	Department for Transport	UNECE, SafetyNet	
Lettland	km-Stand	Latvian Road Safety Directorate	UNECE, SafetyNet	
Litauen	km-Stand	Police department	SafetyNet	Nicht der gesamte Verkehr ist erfasst und km-Stände sind nicht geschätzt.
Malta	km-Stand	Malta Transport Authority	SafetyNet	km-Stände sind noch nicht geschätzt
Niederlande	km-Stand	Statistics Netherlands	UNECE, SafetyNet	
Norwegen	Autofahrerbefragungen, Verkehrszählungen, Kraftstoffverbrauch	Norwegian public roads administration	UNECE, SafetyNet	
Österreich	Kraftstoffverbrauch	Kuratorium für Verkehrssicherheit	SafetyNet	
Polen	Autofahrerbefragungen	Central Statistical Office	UNECE	Allgemeine Verkehrszählung seit 1926.
Portugal	Kraftstoffverbrauch, Verkehrszählungen	Direcção Geral Viação (DGV) / National Laboratory of Civil Engineering	SafetyNet	Nicht der gesamte Verkehr ist erfasst.
Schweden	Verkehrszählungen (hauptsächlich), km-Stand (ergänzend)	Statistics Sweden	UNECE, SafetyNet	
Schweiz	km-Stand, Autofahrerbefragungen	Swiss Federal Statistical Office	UNECE	
Slovakei	Autofahrerbefragungen	Statistical Office of the Slovak Republic	SafetyNet	Nur Busse und LKW
Slowenien	Verkehrszählungen (hauptsächlich), Autofahrerbefragungen und Kraftstoffverbrauch (ergänzend)	Road Directorate	UNECE	
Tschechische Republik	Verkehrszählungen und Autofahrerbefragung (<i>E – census</i>)	Ministry of Transport	UNECE, SafetyNet	Nicht der gesamte Verkehr ist erfasst. Besonders der Ecensus wird nicht in Stadtgebieten durchgeführt.
Ungarn	Verkehrszählungen	Institute for Transport Sciences	SafetyNet	Nicht der gesamte Verkehr ist erfasst.

Tabelle D.3.: Weitere Maßnahmen zur Gewinnung von statistischen Daten zu Kurzstreckenmobilität in Europa (nach EUROSTAT u. a. [2007])

E. Charakteristika des Stadtklimas

Tabelle E.1.: Charakteristika des Stadtklimas einer Großstadt in den mittleren Breiten
nach Chimielewski u. a. [2005]

Einflussgrößen	Veränderung gegenüber dem nichtbebauten Umland
Globalstrahlung (horizontale Fläche)	bis -10%
Albedo	$\pm 0\%$
Gegenstrahlung	bis +10%
UV-Strahlung	
im Sommer	bis -5%
im Winter	bis -30%
Sonnenscheindauer	
im Sommer	bis -8%
im Winter	bis -10%
sensibler Wärmestrom	bis +50 %
Wärmespeicherung im Untergrund	bis +40%
Lufttemperatur	
Jahresmittelwert	+2K
Winterminima	bis +10K
in Einzelfällen	bis +15K
Wind	
Geschwindigkeit	bis 20%
Richtungsböigkeit	stark variierend
Geschwindigkeitssböigkeit	erhöht
Luftfeuchtigkeit	$\pm 0\%$
Nebel	
Großstadt	weniger
Kleinstadt	mehr
Niederschlag	
Regen	mehr (leesetig)
Schnee	weniger
Tauabsatz	weniger
Luftverunreinigungen	mehr
Vegetationsperiode	bis zu zehn Tage länger
Dauer der Frostperiode	bis -30%

F. Komponenten der Versuchsanlage

Tabelle F.1.: Komponenten der Versuchsanlage

Komponente	
Verflüssiger	4 flutiger Flachrohrwärmeübertrager mit integriertem Sammler
Verdampfer	6 flutiger Plattenwärmeübertrager mit 2 Ebenen
Expansionsorgan	elektronisch gesteuertes Schrittmotorventil (Typ RTC-C 1.9/1.5, Firma Egelhof) Nadelventil Kugelhahn
Verdichter	Schwenkscheibenverdichter

G. Messstellen und Messprinzipien

Bez.	Messort	Bemerkungen
Druck		
PR101	Kältemittel Kompressor Austritt	WIKA S-10 0-25 bar
PDR102	Kältemittel Differenzdruck Verflüssiger	Endress & Hauser Deltabar S PMD75
PR103	Kältemittel Verflüssiger integrierter Sammler	WIKA S-10 0-25 bar
PDR104	Luft Differenzdruck Verflüssiger	Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co.KG DMU-4
PR105	Kältemittel Verflüssiger Austritt	WIKA S-10 0-25 bar
PR106	Verdampfer Eintritt	WIKA S-10 0-10 bar
PDR107	Kältemittel Differenzdruck Verdampfer	Endress & Hauser Deltabar S PMD75
PR107	Verdichter Eintritt	WIKA S-10 0-10 bar
PR108	Stickstoff Kapillareintrittsdruck	Baumer TDAB A 003.F14.A416 0-100 bar
PR109	Stickstoff Kapillareintrittsdruck	Baumer TDAB A 003.F14.A416 0-100 bar
PDR110	Luft Differenzdruck Venturidüse	Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co.KG DMU-4
Temperatur		
TR201	Kältemittel Kompressor Austritt	2 x Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
TR202	Kältemittel Verflüssiger Eintritt	2 x Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
TR203	Kältemittel Verflüssiger Sammler	Omega HKMQSS-IM100U-300
TR204	Kältemittel Verflüssiger Sammler	Omega HKMQSS-IM100U-300
TR205	Kältemittel Verflüssiger Sammler	Omega HKMQSS-IM100U-300
TR206	Kältemittel Verflüssiger Sammler	Omega HKMQSS-IM100U-300
TR207	Luft Verflüssiger Eintritt	Thermoelemente Typ K (3x3-Matrix)
TR208	Luft Verflüssiger Austritt	Thermoelemente Typ K (4x6-Matrix)
TR209	Kältemittel Verflüssiger	6 x Omega SA1XL-K (Verteileroberfläche vor und nach jedem Pass)
TR210	Kältemittel Verflüssiger Austritt	Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
TR211	Kältemittel vor Expansionsventil	Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
TR212	Kältemittel nach Expansionsventil	Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle G.1 – Fortsetzung der vorherigen Seite

Bez.	Messort	Bemerkungen
TR213	Kältemittel Verdampfer Eintritt	Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
TR214	Luft Verdampfer Eintritt	Thermoelemente Typ K (4x4-Matrix)
TR215	Luft Verdampfer Austritt	Thermoelemente Typ K (4x7-Matrix)
TR216	Kältemittel Verdampfer Austritt	Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
TR217	Kältemittel Kompressor Eintritt	Omega SA1XL-K (Rohroberfläche)
Massenstrom		
FR301	Kältemittelmassenstrom	Micro Motion Coriolis-Massenstromsensor
FR302	Kältemittelmassenstrom	Endress & Hauser Coriolis-Massenstromsensor
Feuchtigkeit		
MR401	Luft Verdampfer Eintritt	2 x Gefran Hygrosmart S700.1
MR402	Luft Verdampfer Austritt	2 x Gefran Hygrosmart S700.1
MR403	Luft Kondensator Eintritt	2 x Gefran Hygrosmart S700.1
MR404	Luft Venturi Düse Austritt	2 x Gefran Hygrosmart S700.1
Ölkonzentration		
QR501	Ölkonzentration nach Verflüssiger	Anton Paar Messaufnehmer/Transmitter
Drehmoment		
XR601	Drehmoment	Bahrman DRFL-II-50-n auf Zwischenwelle
Wiegung		
WIR601	Wiegung Kondensat	Mettler Toledo (Typ XS32001L)
WIR602	Wiegung Verflüssiger	Mettler Toledo (Typ XS32001L)
Geschwindigkeit		
SR701	Luftgeschwindigkeit Verflüssiger	TSI air velocity transducer (8 Stück)
SR702	Luftgeschwindigkeit Verdampfer	TSI air velocity transducer (5 Stück)
SR703	Verdichterdrehzahl	Lichtschanke

Tabelle G.1.: Messtechnik: Messtellen

Messungenauigkeiten

Messgröße Messprinzip	Messbereich	relativer Fehler	absoluter Fehler
Druck			
Metall-Dünnfilm-DMS	0 – 10 bar rel.	0,5 %	±0,025 bar
Metall-Dünnfilm-DMS	0 – 25 bar rel.	0,5 %	±0,0625 bar
Differenzdruck			
Metall-Dünnfilm-DMS	0 - 3 bar	0,2%	±0,006 bar
Temperatur			
Thermoelement Typ K	-40 - 250 °C	0,4 %	±1,1K
an $FP - TC - 120$	-270 - 1372 °C	0,01 % typ, 0,03 % max	±0,35°C typ, ±0,5°C max
integrierte Kaltstelle			±0,15,,0,3K
an $SCXI1102$	-270 - 1372 °C	0.015 % typ, 0,02 % max	±0,05°C
Kaltstelle SCXI 1303			±0,5°C typ, ±0,85°C max
Massenstrom			
Coriolis Kraft	-240 - 204 °C	± 0,05 v.M.% ₁	
	$p_{max} = 40$ bar		
Coriolis Kraft	-240 - 204 °C	± 0,05 v.M.% ₂	
Feuchtigkeit			
kapazitiv	0 - 100 %		2 % (5 ... 95 %) 2,5 % (<5 %, >95 %)
Ölkonzentration			
Schallgeschwindigkeit	0 - 100 %		0,1 - 0,2 %
mPDS 2000 V3			
Drehmoment			
Dehnungsmessstreifen	0 - 50 Nm	± 0,1 v.E. % ³	

Tabelle G.2.: Messtechnik: Messprinzipien und erwartete Messungenauigkeit.

³v:E. vom Messbereichsendwert , v.M. vom Messwert

H. Versuchsrandbedingungen

Tabelle H.1.: Randbedingungen Versuch Einfluss von Kältemittelfüllmenge

Versuchsnummer	V0		
Verdichter	PWM	[%]	99
	Drehzahl	[rpm]	2500
Verdampfer	Luftmassenstrom	[kg/min]	9
	Eintrittstemperatur	[°C]	35
	Eintrittsfeuchte	[%]	40
Verflüssiger	Luftgeschwindigkeit	[m/s]	3
	Eintrittstemperatur	[°C]	35
	Eintrittsfeuchte	[%]	30
Kältemittelfüllmenge		[g]	500 - 1300

Tabelle H.2.: Randbedingungen Versuche Einfluss von Fremdgasen

Versuchsnummer			V1	V2	V3
Verdichter					
	PWM	[%]	99	99	99
	Drehzahl	[rpm]	950	950	950
Verdampfer					
	Luftmassenstrom	[kg/s]	0.29	0.29	0.29
	Eintrittstemperatur	[°C]	32.2	32.2	32.2
	Eintrittsfeuchte	[%]	23	50	41
Verflüssiger					
	Luftgeschwindigkeit	[m/s]	1	1	1
	Eintrittstemperatur	[°C]	20.2	20.2	20.5
	Eintrittsfeuchte	[%]	36	53	44.2
Kältemittelfüllmenge		[g]	1150.8	1149.7	1251.4

I. Fehlerfortpflanzung

$COP_{ref} = \dot{Q}_{ref} / P_{eff}$	COP	3.30J
	COP _{max}	3.38J
	COP _{min}	3.23F
	größter positive Fehler:	0.07J
	größte negative Fehler:	-0.07J
	größter positive relative Fehler:	2.352 (%)
	größte negative relative Fehler:	-2.351 (%)

$\dot{Q}_{ref} = \dot{m} \cdot \Delta h$			
Enthalpy EVAP in			
T _{gemessen} (K)	276.86	Fehler T (K)	± 1.1
p _{gemessen} (Pa)	394050.16	p (Pa)	6250
	(J/kg*K)	Abweichung (%)	Abweichung (J/kg*K)
h(T,p)	205009.995	-	-
h(T _{max} ,p _{max})	206499.166	0.726	1489.171
h(T _{max} ,p _{min})	206496.669	0.725	1486.674
h(T _{min} ,p _{max})	203526.957	-0.723	-1483.038
h(T _{min} ,p _{min})	203524.2	-0.724	-1485.705
größte positive Abweichung:	0.726	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.724	(%)	
Grad der Berechnung:	1		
größte positive Abweichung:	1489.171	(J/kg*K)	
größte negative Abweichung:	-1485.705	(J/kg*K)	
größte positive Abweichung:	0.726	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.724	(%)	
Enthalpy EVAP out			
T _{gemessen} (K)	281.15	Fehler T (K)	± 1.1
p _{gemessen} (Pa)	311328.45	p (Pa)	2500
T dew (p)	274.855269		
	(J/kg*K)	Abweichung (%)	Abweichung (J/kg*K)
h(T,p)	405263.694	-	-
h(T _{max} ,p _{max})	406185.331	0.227	921.636
h(T _{max} ,p _{min})	406312.948	0.258	1049.253
h(T _{min} ,p _{max})	404210.836	-0.259	-1052.858
h(T _{min} ,p _{min})	404343.355	-0.227	-1969.593
größte positive Abweichung:	0.258	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.259	(%)	
Grad der Berechnung:	1		
größte positive Abweichung:	1049.253	(J/kg*K)	
größte negative Abweichung:	-1969.593	(J/kg*K)	
größte positive Abweichung:	0.258906475	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.259795894	(%)	
Δh			
Δh=h _{Comp,in} -h _{EVAP,out}	-200253.699	(J/kg*K)	
größte positive absolute Fehler:	2538.425	(J/kg*K)	
größte negative absolute Fehler:	-2538.563	(J/kg*K)	
größte positive relative Fehler:	0.985	(%)	
größte negative relative Fehler:	-0.984	(%)	
Massenstrom			
m _{dot, gemessen}	41.47	Fehler (%)	± 0.2
m _{dot, max}	41.550	(g/s)	
m _{dot, min}	41.384	(g/s)	
größte positive Abweichung:	0.2	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.2	(%)	
Q _{dot, ref}			
	-8304.038		
größter positive relative Fehler:	1.185	(%)	
größte negative relative Fehler:	-1.184	(%)	

$P_{eff} = 2 \pi \cdot M \cdot n$			
Drehmoment			
M _{gemessen}	11.969	Nm	Fehler Nm ± 0.05
M _{max}	12.0198	Nm	Schlupfkorrektur 1
M _{min}	11.9198	Nm	
größte positive Abweichung:	0.417	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.417	(%)	
Drehzahl			
n _{gemessen}	33.37	1/s	Fehler 1/min ± 15.00
n _{max}	33.619	1/s	
n _{min}	33.119	1/s	
größte positive Abweichung:	0.749	(%)	
größte negative Abweichung:	-0.749	(%)	
P _{eff, gemessen}	2509.693	W	
P _{eff, max}	2539.057	W	
P _{eff, min}	2480.486	W	
größter positive Fehler:	29.285	W	
größte negative Fehler:	-29.285	W	
größter positive relative Fehler:	1.1668	%	
größte negative relative Fehler:	-1.1668	%	

Abbildung I.1.: Fehlerfortpflanzung bezogen auf den COP.

J. Literaturverzeichnis

A. M. Jacobi u. Zhang 2001

A. M. JACOBI, D. T. Y. Park P. Y. Park ; ZHANG, X.: An assessment of the state of the art, and potential design improvements for flat tube heat exchangers in air conditioning and refrigeration applications / Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, Arlington, VA (US). 2001. – Phase I final report, ARTI-21CR/605-20020-01,

Abraham u. a. 2006

ABRAHAM, G.S. ; RAVIKUMAR, A.S. ; SHAH, R.K.: Design Considerations for an Integral-Receiver Dryer Condenser / Subros Limited. 2006 (2006-01-0725). – SAE Paper

Adams u. Ghiaasiaan 1999

ADAMS, T. M. ; GHIAASIAAN, S. M.: Enhancement of liquid forced convection heat transfer in microchannel due to the release of dissolved noncondensables. In: *Heat and Mass Transfer* 42 (1999), S. 3563–3573

Aguilar u. a. 2006

AGUILAR, Joan ; CÄSAR, Roland ; KÖHLER, Jürgen ; TEGETHOFF, Wilhelm ; TISCHENDORF, Christian: Wege zur Modellierung von thermostatischen Expansionsventilen. In: *KI Luft- und Kältetechnik* 1 (2006)

Aguilar Rojas 2009

AGUILAR ROJAS, A.: *Untersuchungen zu thermostatischen Expansionsventilen*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig, Diss., 2009

Ambros u. Arnemann 1993

AMBROS, P. ; ARNEMANN, M.: Rückkoppelungseffekte zwischen Motorkühlung und Fahrzeugklimatisierung / Universität Stuttgart und Universität Hannover. 1993. – Forschungsbericht

Arminger u. T. 1999

ARMINGER, G. ; T., Bonne: Einfluss der Witterung auf das Unfallgeschehen im Straßenverkehr. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 101 (1999), Nr. 9, S. 675–678

Banerjee 2006

BANERJEE, Amlan: *Understanding Activity Engagement and Time Use Patterns in a Developing Country Context*, University of South Florida, Diss., 2006

Banerjee u. a. 2007

BANERJEE, Amlan ; YE, Xin ; PENDYALA, Ram M.: Understanding travel time expenditures around the world: exploring the notion of a travel time frontier. In: *Transportation* 34 (2007), S. 51–65

Barlow u. a. 2009

BARLOW, T.J. ; LATHAM, S. ; MCCRAE, I.S. ; BOULTER, P.G.: A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions / Department of Transport, Cleaner Fuels & Vehicles. 2009 (PPR354). – Published Project Report

Barrault u. a. 2005

BARRAULT, S. ; BENOUALI, S. ; CLODIC, D.: Economic and Environmental Consequences of a Phase Out or Considerable Reduction Leakage of Mobile Air Conditioners / École de Mines de Paris/Armines. 2005. – Forschungsbericht. – Forschungsbericht für die Europäische Union

Benouali u. a. 2008

BENOUALI, J. ; KARL, S. ; PETITJEAN, C.: A/C System Control Strategies for Major Refrigerant Options. In: *ARSS Phoenix*, 2008

Bergles u. a. 2003

BERGLES, Arthur E. ; LINEHARD V, John H. ; KENDALL, Gail E. ; GRIFFITH, Peter: Boiling and Evaporation in Small Diameter Channels. In: *Heat Transfer Engineering* 24 (2003), Nr. 1

BFS & ARE 2007

BUNDESAMT FÜR STATISTIK BFS, BUNDESAMT FÜR RAUMENTWICKLUNG ARE: *Mobilität in der Schweiz, Ergebnisse des Mikrozensus zum Verkehrsverhalten* / Schweizerische Eidgenossenschaft. 2007. – Forschungsbericht

Bhatti u. Reyzin 2008

Schutzrecht U.S. Patent No. US 2008/0127661 A1 (2008). BHATTI, Mohinder S. ; REYZIN, Ilya (Erfinder).

Bhatti u. a. 2010

Schutzrecht U.S. Patent No. 7,673,468 B2 (2010). BHATTI, Mohinder S. ; REYZIN, Ilya ; JOSHI, Shirkant M. (Erfinder).

Bošnjakovic 1971

BOŠNJAKOVIC, F.: *Thermodynamik*. Theodor Steinkopff, 1971

Böttcher 2006

BÖTTCHER, Christof: *Wasserspeicherung in einem PKW-Klimagerät*, TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diss., 2006

Bouton u. a. 2010

BOUTON, Shanon ; CREYTS, Jon ; KIELY, Tom ; LIVINGSTON, John ; NAUCLER, Tomas: Energy efficiency: A compelling global resource / McKinsey & Company. 2010. – Forschungsbericht

Braess 2001

BRAESS, Hans-Hermann: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg Verlagsgesellschaft, 2001. – ISBN 9783528131142

Buchert u. Hagelüken 2003

BUCHERT, Matthias ; HAGELÜKEN, Christian: Katalysator-Verwertung – Wir stehen am Anfang des Weges. In: *Recycling Magazin* (2003), Nr. 9, S. 11–13

Buchholz 1982

BUCHHOLZ, Friedhelm: *Zum Einfluss der Rekondensation auf den gekoppelten Wärme- und Stoffübergang bei der Verdunstungskühlung*, Universität Hannover, Diss., 1982

Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung 2010

BUNDESINSTITUT FÜR BAU-, STADT- UND RAUMFORSCHUNG: *INKAR Indikatoren und Karten zur Raum- und Stadtentwicklung*. CD Rom, 2010

Calm 2008

CALM, James M.: The next generation of refrigerants - Historical review, considerations and outlook. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008)

Capellmann u. Schütt 2006

CAPELLMANN, C. ; SCHÜTT, B.: Untersuchung der Kühlmodulanströmung in einem Klimawindkanal mit Laser Messtechnik. In: *CTI Fachforum Klimatisierung und Thermodynamik im Kfz* Visteon Deutschland GmbH, CTI, 2006

Cavestri u. Seeger-Clevenger 2008

CAVESTRI, Richard c. ; SEEGER-CLEVENGER, Donna: Partitioning of Noncondensable Gases in Refrigerant Liquid and Vapor Phases. In: *ASHRAE Transactions* Bd. 114, 2008, S. 351–359

Cecchinato u. a. 2005

CECCHINATO, L. ; DELL'EVA, Maurizio ; FORNASIERI, Ezio ; MARCER, Massimo ; MONEGO, O. ; ZILIO, C.: The effects of non-condensable gases in vertical freezers. In: *Proceedings of the IIR International Conference on Commercial Refrigeration*, 2005

Cecchinato u. a. 2004

CECCHINATO, L. ; DELL'EVA, Maurizio ; FORNASIERI, Ezio ; MARCER, Massimo ; ZILIO, C.: The effects of non-condensable gases in household refrigerators. In: *Proceedings of the 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2004

Cecchinato u. a. 2007

CECCHINATO, Luca ; DELL'EVA, Maurizio ; FORNASIERI, Ezio ; MARCER, Massimo: The effects of non-condensable gases in domestic appliances. In: *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), S. 19–27

Census Bureau 2000

CENSUS BUREAU, U.S.: *United States – County by State, and for Puerto Rico GCT-PH1. Population, Housing Units, Area, and Density; Data Set: Census 2000 Summary File 1 (SF 1) 100-Percent Data*. Webseite, 2000. – Verfügbar unter http://factfinder.census.gov/servlet/GCTTable?_bm=y&-ds_name=DEC_2000_SF1_U&-CONTEXT=gct&-mt_name=DEC_2000_SF1_U_GCTPH1_US9&-redoLog=false&-_caller=geoselect&-geo_id=&-format=US-25|US-25S&-_lang=en

Chasserot 2007

CHASSEROT, Marc: Integrated approach to mobile air conditioning testing and labeling. Input to European Commission's Public Consultation: reaching the 130 g/km objective through vehicle technology. / Shecco. Version: July 2007. http://ec.europa.eu/reducing_co2_emissions_from_cars/doc_contrib/shecco_en.pdf. 2007. – Forschungsbericht

Chengqin u. Hongxing 2006

CHENGQIN, Ren ; HONGXING, Yang: An analytical model for the heat and mass transfer pro-

cesses in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), Nr. 3-4, S. 617 – 627

Chimielewski u. a. 2005

CHIMIELEWSKI, F-M. ; HUPFER, P. ; KUTTLER, W. ; PETHE, P.: *Witterung und Klima. Eine Einführung in die Meteorologie und Klimatologie*,. Bd. 11. Teubner Verlag, 2005

Christen 2010

CHRISTEN, D.S.: *Praxiswissen der chemischen Verfahrenstechnik*. VDI Verlag, 2010

Clodic 2009

CLODIC, G. D.; EL K. D.; EL KHOURY: Energy consumption and environmental footprint of MAC system of full hybrid vehicles. In: *VDA Winter Meeting*, 2009

COMMISSION 2010

COMMISSION, EUROPEAN: PROGRESS DURING 2009 AT THE UN ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (UNECE) / EUROPEAN COMMISSION. 2010 (SEC(2010) 631 final). – COMMISSION STAFF WORKING DOCUMENT

Commission Of The European Communities 2007

COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES: A competitive Automotive Regulatory Framework for the 21st Century. In: *Communication From The Commission To The European Parliament And Council*. Commission Of The European Communities, July 2007 (COM(2007) final)

Correia u. a. 2007

CORREIA, C. ; BOCKHOLT, M. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Geometry Optimization of Louvered Fins for a Compact Flat Tube Heat Exchanger. In: *Congresso Ibero-latino americano em métodos numéricos e computacionais CMNE/CILAMCE*, 2007

Costellea u. Finn 2003

COSTELLEA, B. ; FINN, D.: Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates. In: *Energy and buildings* 36 (2003), Nr. 6, S. 573–591

Crawley 1998

CRAWLEY, Drury B.: Which Weather Data Should You Use for Energy Simulations of Commercial Buildings? In: *Transactions- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* Bd. A, 1998, S. 488–515

Cros u. a. 2008

CROS, J. ; RADAOROZANDRY, L. ; FIGUEROA, J. ; VIAROUGE, P.: Influence of the magnetic model accuracy on the optimal design of a car alternator. In: *The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering* 27 (2008), Nr. 1, S. 196–204

Daly 2007

DALY, Steven: *Automotive Air-conditioning and Climate Control Systems*. Butterworth-Heinemann, 2007. – ISBN 978-7506-6955-9

Das Europäische Parlament u. Rat der europäischen Union 2006

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT ; RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates*. 2006-06-14 (L 161)

Denny u. Jusionis 1972

DENNY, V.E. ; JUSIONIS, V.J.: Effects of forced flow and variable properties on binary film condensation. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15 (1972), Nr. 11, 2143 - 2153. [http://dx.doi.org/DOI:10.1016/0017-9310\(72\)90038-5](http://dx.doi.org/DOI:10.1016/0017-9310(72)90038-5). – DOI DOI: 10.1016/0017-9310(72)90038-5. – ISSN 0017-9310

Department for Transport 2006

NATIONAL STATISTICS AND DEPARTMENT FOR TRANSPORT: *National Travel Survey 2006, Transport Statistics Bullentin* / Department for Transport. 2006. – Forschungsbericht

Deutsche Automobil Treuhand 2009

DEUTSCHE AUTOMOBIL TREUHAND: *DAT Report 2009*. In: *Autohaus*. Springer Transport Media GmbH, 2009

DeVuono u. Christensen 1984

Kapitel Experimental investigation of the pressure effects on film condensation of steam-air mixture at pressures above Atmosphere. In: DEVUONO, A. C. ; CHRISTENSEN, R. W.: *Fundamentals in Phase Chage: Boiling and Condensation*. ASME, 1984, S. 73-80

DieselNet 2010

DIESELNET: *Emission Test Cycles*. Version: 2010. <http://www.dieselnets.com/standards/cycles/>, Abruf: 2010-04-21

DIN 19685 1997

Norm DIN 19685:1997-1 Mai 1997. *Klimatologische Standortuntersuchung - Ermittlung der meteorologischen Größen*. – Beuth Verlag, Berlin

DIN 4710 2003

Norm DIN 4710:2003-1 Januar 2003. *Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumlufthechnischen Anlagen in Deutschland*. – Beuth Verlag, Berlin

DIN 5034 2003

Norm DIN 5034:1985-2 2003. *Tageslicht in Innenräumen*. – Beuth Verlag, Berlin

DIN 8960 1998

Norm DIN 8960:1998-11 November 1998. *Kältemittel - Anforderungen und Kurzzeichen*. – Beuth Verlag, Berlin

DIN EN 1861:1998-07 1998

Norm DIN EN 1861:1998-07 1998. *Kälteanlagen und Wärmepumpen - Systemfließbilder und Rohrleitungs- und Instrumentenfließbilder - Gestaltung und Symbole*. – Beuth Verlag, Berlin

DIN EN 378-1 2008

Norm DIN EN 378-1 Juni 2008. *Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien.* – Beuth Verlag, Berlin

Dryer u. Erens 1990

DRYER, A. A. ; ERENS, P. J.: Heat and mass transfer coefficient and pressure drop correlations for a crossflow evaporative cooler. In: *FRIGAIR 90 (ASHRAE) CDIR Conference Center*, 1990

Dryer u. a. 1990

DRYER, A. A. ; ERENS, P. J. ; KRÖGER, D. G.: Performance prediction of closed circuit evaporative coolers and condensers. In: *FRIGAIR 90 (ASHRAE) CDIR Conference Center*, 1990

Duthie 2002

DUTHIE, Graham S.: Average Mobile A/C Customer Usage Model: Development and Recommendations. In: *Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium* Visteon, SAE, 2002

Eghtessad u. a. 2010

EGHTESSAD, Marjam ; FUGEL, Markus ; KÜÇÜKAY, F.: Demand optimisation for parallel hybrid drives. In: INTELLIGENTE TRANSPORT- UND VERKEHRSSYSTEME UND -DIENSTE NIEDERSACHSE E.V. (Hrsg.): *Hybrid Vehicles, Electric Vehicles and Energy Management*, 2010, S. 138–156

EpiScan 2010

NATIONALES REFERENZZENTRUM FÜR MENINGOKOKKEN, INSTITUT FÜR HYGIENE UND MIKROBIOLOGIE UNIVERSITÄT WÜRZBURG: *Geografisches Informationssystem zur Überwachung der Meningokokken-Infektionen in Deutschland.* <http://episcangis.hygiene.uni-wuerzburg.de/welcome.vm>. Version: Dezember 2010

Erens u. Dryer 1988

ERENS, P.J. ; DRYER, A. A.: An improved procedure for calculating the performance of evaporative closed circuit coolers. In: *A.I.Ch.E. Symposium Series*, 1988

Europäisches Parlament; Rat der Europäischen Union 2009

EUROPÄISCHES PARLAMENT; RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES. In: *Amtsblatt der Europäischen Union*. Amt für Veröffentlichungen der Europäischen Union, Juni 2009 (443)

European Comission 2003

EUROPEAN COMISSION: How to considerably reduce greenhouse gas emissions due to mobile air conditioners / Consultation paper from the European Commission Directorate-General Environment. 2003. – Forschungsbericht

European Commission 2004

EUROPEAN COMMISSION: How Europeans spend their time Everyday life of women and men / EUROSTAT. Version: 2004. http://epp.eurostat.cec.eu.int/cache/ITY_OFFPUB/KS-58-04-998/FR/KS-58-04-998-FR.PDF. 2004. – Forschungsbericht

Eurostat u. Gisco 2003

EUROSTAT ; GISCO: *Geodaten zu Verwaltungseinheiten/Statistischen Einheiten NUTS 2003 1:3 Millionen*. Website, Juni 2003. – Verfügbar unter http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page?_pageid=2254,64099847,2254_64185160&_dad=portal&_schema=PORTAL

EUROSTAT u. a. 2007

EUROSTAT ; NIKOLAOU, Vasilis ; STAVROPOULOUS, Photis: *D1,2 Non-harmonized database on short distance passenger mobility* / Agilis Statistics and Informatics, im Auftrag von EUROSTAT/G5. 2007. – Forschungsbericht

Fallahsohi u. a. 2010

FALLAHSOHI, H. ; CHANGENET, C. ; PLACE, S. ; LIGERET, C. ; LIN-SHI, X.: Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator. In: *International Journal of Refrigeration* 33 (2010), Nr. 2, S. 409 – 418

Farzad 1990

FARZAD, M.: *Modeling the effects of refrigerant charging on air conditioner performance characteristics for three expansion devices*, Texas A & M University, Diss., 1990

Felder 2010

FELDER, Helmut: *Autoelektrik, Grundlagen- und Fachwissen, ein Leh- und Nachschlagewerk*. <http://mitglied.multimania.de/Autoelektrik/>. Version: Dezember 2010

Finlayson u. Dickson 2004

FINLAYSON, Scott. W. ; DICKSON, Tim. R.: R134a Liquid Level in a Receiver-Drier During Charge Determination, Steady State, and Transient Conditions. In: SAE (Hrsg.) ; Halla Climate Control Canada Inc. (Veranst.): *SAE 2004 World Congress and Exhibition* Halla Climate Control Canada Inc., 2004

Fischer 2010

FISCHER, Sandra: *Methoden zur Untersuchung automobiler Hochdrucksammler*, TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Studienarbeit, Januar 2010

Fried u. a. 2001

FRIED, Oliver ; BARGENDE, Michael ; HÖTZER, Dieter: Kraftstoff-Einsparpotentiale für elektromechanische Antriebsstränge im realen Fahrbetrieb. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.) ; WEDDEMANN, Jochen (Hrsg.): *4. Internationales Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren*, expert-Verlag, Februar 2001, S. 596–610

Frondel u. a. 2005

FRONDEL, M. ; GRÖSCHE, P. ; TAUCHMANN, H. ; VANCE, C.: Erhebung des Energieverbrauchs der privaten Haushalte für das Jahr 2005 / Rheinisch-Westfälisches Institut für Wirtschaftsforschung (RWI Essen); forsa Gesellschaft für Sozialforschung und statistische Analysen mbH. 2005. – Endbericht

Fugel 2009

FUGEL, Markus: *Parallel Hybridantriebe im Kundenbetrieb*, TU Braunschweig, Institut für Fahrzeugtechnik, Diss., 2009

Fullarton u. Schlünder 1984

FULLARTON, D. ; SCHLÜNDER, E U.: Näherungsweise Bestimmung der Austauschfläche bei der Kondensation von Gas-Dampfgemischen. In: *Che. Eng. Processes* 18 (1984), S. 283–292

Gansler u. a. 1994

GANSLER, R ; KLEIN, S.A. ; BECKMAN, W.A.: *Assessment of the accuracy of generated meteorological data for use in solar energy simulation studies*. In: *Solar Energy* 53 (1994), Nr. 3, S. 279–287

Gräber u. a. 2009

GRÄBER, M. ; KOSOWSKI, K. ; RICHTER, C. ; TEGETHOFF, W.: Modeling of Heat Pumps with an Object-oriented Model Library for Thermodynamic Systems. In: TROCH, I. (Hrsg.) ; BREITENECKER, F. (Hrsg.): *Proceedings MATHMOD 09 Vienna - Full Papers CD Volume*, 2009 (ARGESIM-Reports). – ISBN 978-3-901608-35-3

Graham 2002

GRAHAM, Duthie: Average Mobile A/C Customer Usage Model: Development and Recommendations. In: *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium 2002*, 2002

Gursaran 2001

GURSARAN, D. M.: Simulating Performance of a Parallel Flow Condenser Using Hydrocarbons as the Working Fluids. In: SAE (Hrsg.) ; Valeo Climate Control (Veranst.): *Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exposition* Valeo Climate Control, 2001

Hammer 2008

HAMMER, Hans: *Common Spec Book for evaluating Air Condition Systems*. November 2008. – unveröffentlicht

Hasan u. Sirén 2003

HASAN, Ala ; SIRÉN, Kai: Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Nr. 3, S. 325 – 340

Hasan u. Sirén 2004

HASAN, Ala ; SIRÉN, Kai: Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), Nr. 5-6, S. 777 – 790

Hauser 1978

HAUSER, G.: Heizenergieverbrauch und Temperaturverhalten von Einfamilienhäusern in Leicht- und Schwerbauweise während der Übergangsjahreszeit. In: *Sonderdruck aus Heizung-Lüftung/Klimatechnik-Haustechnik* 29 (1978), Nr. 2, S. 125–129

Hauser 1983

HAUSER, G.: Passive Sonnenenergienutzung durch Fenster, Außenwände und temporäre Wärmeschutzmaßnahmen – Eine einfache Methode zur Quantifizierung durch keq-Werte. In: *Heizenergieverbrauch und Temperaturverhalten von Einfamilienhäusern in Leicht- und Schwerbauweise während der Übergangsjahreszeit* 34 (1983), Nr. 3, 4, 5, 6, S. 111–112, 144–153, 200–204, 259–265

Hauser u. a. 2006

HAUSER, G. ; KEMPKE, C. ; SCHLITZBERGER, S.: Vergleichende Untersuchungen von Standard-Klimadatenätzen (Testreferenzjahren) mit gemessenen Langzeit-Klimadatenätzen für den Standort Kassel. In: *Bauphysik* 28 (2006), S. 221–232

American Society of Heating u. Engineers 2008

Kapitel 38: Condensers. In: HEATING, Refrigerating American Society o. ; ENGINEERS, Air-Conditioning: *ASHRAE Handbook, HVAC Systems & Equipment*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2008

Hellmann 1993

HELLMANN, H.-M.: Berechnung des Betriebsverhaltens von Verdunstungskühlern. und -kondensatoren. In: *Wärme- und Stoffübertragung* 28 (1993), S. 299–311

Hellmann 1991

HELLMANN, Hans-Martin: *Untersuchung und einheitliche Berechnung des Betriebsverhaltens von Verdunstungskühlern und -Kondensatoren*, TU Braunschweig, Diss., 1991

Heyl 2003

HEYL, Peter: Der effiziente Einsatz von inneren Wärmeübertragern in transkritischen CO_2 -Prozessen. In: *KI Luft- und Kältetechnik* 8 (2003)

Hrnjak u. a. 2002

HRNJAK, Pega ; PEUKER, Steffen ; LI, Xinzhang ; ELBEL, Stefan ; STENSTADVOLD, K. ; WERTENBACH, J.: Design and Performance of Improved R-744 System Based on 2002 Technology. In: *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium 2002*, 2002

Huang 1998

HUANG, Joe: The Impact of Different Weather Data on Simulated Residential Heating and Cooling Loads. In: *Transactions- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* Bd. A, 1998, S. 516–530

Hucho 2005

HUCHO, Wolf-Heinrich (Hrsg.): *Aerodynamik des Automobils*. ATZ/MTZ, 2005

Hyodo u. a. 2005

HYODO, Tetsuro ; MONTALBO, M. C. ; FUJIWARA, Akimasa ; SOEHODHO, Sutanto: Urban Travel Behavior Characteristics of 13 Cities based on Household Interview Survey Data. In: *Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies* 6 (2005), S. 23–28

Ikegami u. a. 2008

IKEGAMI, Tohru ; IGUCHI, Masahiro ; AOKI, Kenta ; IJIMA, Kenji: New Refrigerants Evaluation Results. In: *VDA Wintermeeting VDA*, 2008

infas & DIW 2004

INSTITUT FÜR ANGEWANDTE SOZIALWISSENSCHAFT GMBH (INFAS) & DEUTSCHES INSTITUT FÜR WIRTSCHAFTSFORSCHUNG (DIW) ABT. ENERGIE, VEREHR, UMWELT: Mobilität in Deutschland / Bundesministerium für Verkehr, Bau, und Stadtentwicklung. 2004. – Ergebnisbericht

infas & DLR 2010

INSTITUT FÜR ANGEWANDTE SOZIALWISSENSCHAFT GMBH (INFAS) & DEUTSCHES ZENTRUM FÜR LUFT- UND RAUMFAHRT E.V. (DLR) INSTITUT FÜR VERKEHRSFORSCHUNG: Mobilität in Deutschland 2008 / Bundesministerium für Verkehr, Bau, und Stadtentwicklung. 2010. – Ergebnisbericht

Institute 2010

INSTITUTE, Texas T.: *Congestion Trends - Wasted Hours (Annual Delay per Traveler, 1982 to 2007)*. http://mobility.tamu.edu/ums/congestion_data/tables/national/table_4.pdf. Version: August 2010

IPCC/TEAP 2005

Kapitel Mobile Air Conditioning. In: IPCC/TEAP: *Safeguarding the ozone layer and the global climate system*. Cambridge University Press, 2005, S. 295–314

Ishikawa u. a. 2004

ISHIKAWA, Masahide ; MATSUNO, Takayoshi ; MIYAGAWA, Kazuhito: Improvement of Power Saving in R134a Air-Conditioning System. In: *SAE Automotive Refrigerant and System Efficiency Symposium*, 2004

J. Facao u. Oliveira 2000

J. FACAO, J. ; OLIVEIRA, A.C.: Thermal behavior of closed wet coolingtowers for use with chilled ceilings. In: *Applied Thermal Engineering* 20 (2000), Nr. 13, S. 1225 – 1236

Jama u. a. 2004

JAMA, H. ; WATKINS, S. ; DIXON, C. ; NG, E.: Airflow Distribution through the Radiator of a Typical Australian Passenger Car / School of Aerospace, Mechanical & Manufacturing Engineering RMIT University. 2004. – Forschungsbericht

Jensen u. Skogestad 2007a

JENSEN, Jørgen B. ; SKOGESTAD, Sigurd: Optimal operation of simple refrigeration cycles, Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling. In: *Computers and Chemical Engineering* 31 (2007), S. 712 – 721

Jensen u. Skogestad 2007b

JENSEN, Jørgen B. ; SKOGESTAD, Sigurd: Optimal operation of simple refrigeration cycles, Part II: Selection of controlled variables. In: *Computers and Chemical Engineering* 31 (2007), S. 1560 – 1601

Jensen 1988

Kapitel Condensation with Noncondensables and in Multicomponent Mixtures. In: JENSEN, Michael K.: *Heat transfer equipment design*. Hemisphere Publishing Corporation, 1988, S. 497 – 513

Jones u. Fletcher 2005

JONES, M. R. ; FLETCHER, D.W.: Thermal Performance Prediction of Front-End Heat-Exchange Modules. In: *Thermal Management Systems, Modelling and Components* Bd. SP-1945 Motor Industry Research Association, UK, 2005 (SAE World Congress 2005)

Jugert u.a. 2009

JUGERT, R. ; MARTIN, K. ; MÖNKEDIEK, T. ; RIEBERER, R.: Influences of Non-Uniform Airflow on the Performance of a R134a Mobile Airconditioning System. In: *Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition (VTMS-9)*, 2009

Kahn u. Milan 2010

KAHN, Maciej ; MILAN, Matthias: *Ländervergleich*. Website, 2010. – Available online at <http://www.welt-in-zahlen.de/laendervergleich.phtml>

Kaiser u. Jacobi 2000

KAISER, J.M. ; JACOBI, A.M.: Condensate Retention Effects on the Air-Side Heat Transfer Performance of Automotive Evaporator Coils / Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign. 2000 (ACRC CR-32). – Forschungsbericht

Kampf u. a. 1996

KAMPF, H. ; FLIK, M. ; KIES, A. ; TAXIS-REISCHL, B.: Lastprofile zur Berechnung des Energieverbrauchs von Klimatisierungssystemen in Fahrzeugen. In: *VDI Berichte* 1283 (1996), S. 443–451

Kandlikar u. a. 2005

KANDLIKAR, Satish ; GARIMELLA, Srinivas ; LI, Dongqing ; COLIN, Stephane ; KING, Michael R.: *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*. Elsevier Science, 2005

Kätow 2010

KÄTOW, Bernd: The influence of subcooling on refrigeration control quality / Danfoss A/S (Nordborg, Denmark). 2010. – Forschungsbericht

Kauf 1999

KAUF, F.: Determination of the optimum high pressure for transcritical CO_2 -refrigeration cycles. In: *International Journal of Thermal Science* 38 (1999), S. 325–330

Khelifa 2009

Schutzrecht DE 196 30 431 B4 2009.06.10 (2009). KHELIFA, N. (Erfinder).

Kishibushi u. a. 1999

KISHIBUSHI, A. ; NOSAKA, M. ; FUKANUMA, T.: Development of Continuous Running, Externally Controlled Variable Displacement Compressor / DENSO Corp, Toyota Automatic Loom Works, Ltd. 1999 (1999-01-0876). – SAE Paper

Klucher 1979

KLUCHER, T.M.: Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces. In: *Solar Energy* 23 (1979), Nr. 2, S. 111–114

Knaus u. a. 2006

KNAUS, H. ; KÜHNEL, W. ; BEHR GMBH & CO KG: *Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*. Würzburg : VDI-Berichte, 2006 (1967)

Köhler 2010a

KÖHLER, J.: *Thermodynamik I*. Vorlesungsumdruck TU-Braunschweig, Institut für Thermodynamik, 2010

Köhler 2010b

KÖHLER, J.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Vorlesungsumdruck TU-Braunschweig, Institut für Thermodynamik, 2010

Köhler u. a. 2010

KÖHLER, J. ; STULGIES, N. ; TEGETHOFF, W. ; MÜLLER, A. ; FÖRSTERLING, S.: Investigations of Efficiency Losses Due to Control of Variable Displacement Compressors. In: SAE (Hrsg.): *SAE 2010 Automotive Refrigerant and System Efficiency Symposium, Scottsdale (Phoenix)*, 2010

Korenic 1980

KORENIC, Branislav: *Augmentation of Heat Transfer by evaporative cooling to reduce condensing temperatures*, Purdue University, Diss., 1980

Kraftfahrt-Bundesamt 2010

KRAFTFAHRT-BUNDESAMT: Bestand an Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern am 1. Januar 2010 nach Zulassungsbezirken und Gemeinden mit vorangestellter Postleitzahl. In: *Amtliche Statistiken und Verzeichnisse des Kraftfahrt-Bundesamtes*. Kraftfahrt-Bundesamt, 2010

Kreid u. a. 1978

KREID, D.K. ; JOHNSON, B.M. ; FALETTI, D.W.: Aproximate analysis of heat from the surface of a wet finned heat exchanger. In: *ASME paper* (1978), Nr. 78-HT-26

Küçükay 1990

KÜÇÜKAY, F: Rechnergestützte Getriebedimensionierung mit repräsentativen Lastkollektiven. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 92 (1990), Nr. 6, S. 328–333

Kuijpers 2007

KUIJPERS, L.: Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 2006 assesment / UNEP. 2007. – Forschungsbericht

Kuijpers u. a. 1987

KUIJPERS, L. ; JANSSEN, M. ; DE WIT, J.: Experimental verification of liquid hold-up predictions in small refrigeration heat exchanger. In: *XVII International Congress of Refrigeration*, 1987

Kuijpers u. a. 1988

KUIJPERS, L.J.M. ; JANSSEN, M.J.P. ; VERBOVEN, P.J.M.: The influence of the refrigerant charge on the functioning of small refrigerating appliances. In: ASHRAE (Hrsg.): *ASHRAE Transactions* Bd. 94, 1988, S. 813–828

Kuttler 1997

KUTTLER, W.: Städtische Klimamodifikation. In: *VDI Berichte* 1330 (1997), S. 87–108

Kuttler 2004a

KUTTLER, W.: Stadtklima, Teil 1: Grundzüge und Ursachen. In: *UWSF - Zeitschrift für Umweltchemie und Ökotoxikologie* 16 (2004), Nr. 3, S. 187–199

Kuttler 2004b

KUTTLER, W.: Stadtklima, Teil 2: Phänomene und Wirkungen. In: *UWSF - Zeitschrift für Umweltchemie und Ökotoxikologie* 16 (2004), Nr. 3, S. 187–199

Lee u. Hong 2000

LEE, Y. L. ; HONG, Y. T.: Analysis of engine cooling including flow non-uniformity over a radiator. In: *International Journal of Vehicle Design* 24 (2000), Nr. 1, S. 121–135

Leidenfrost u. Korenic 1979

LEIDENFROST, W. ; KORENIC, B.: Analysis of evaporative cooling and enhancement of condenser efficiency and of coefficients of performance. In: *Wärme- und Stoffübertragung* 12 (1979), S. 5 – 23

Leidenfrost u. Korenic 1982a

LEIDENFROST, W. ; KORENIC, B.: Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduced condenser temperatures. In: *Heat Transfer Engineering* 3 (1982), S. 38 – 59

Leidenfrost u. Korenic 1982b

LEIDENFROST, W. ; KORENIC, B.: Experimentelle Überprüfung einer Berechnungsmethode für die Leistungsvorraussage verdunstungsgekühlter Kondensatoren. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft* 34 (1982), S. 9 – 14

Lemke 2005

LEMKE, Nicholas C.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*, TU Braunschweig, Diss., 2005

Lenger u. a. 1998

LENGER, M. J. ; JACOBI, A.M. ; HRNJAK, P. S.: Superheat Stability of an Evaporator and Thermostatic Expansion Valve / Air Conditioning and Refrigeration Center. 1998. – Forschungsbericht

Levermore u. Doylend 2002

LEVERMORE, G. J. ; DOYLEND, N. O.: North American and European Hourly Based Weather Data and Methods for HVAC Building Energy Analyses and Design by Simulation. In: *Transactions- American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers* Bd. 108, 2002, S. 1053–1062

Lisá u. a. 2009

LISÁ, Zuzana ; NOVÁK ; FABER, J: Driver behavior influenced by an aggressive factor. In: BOUCHNER, Petr (Hrsg.): *2 nd Driver Car Interaction & Interface conference 2009* Bd. 2, 2009

Lund u. a. 2005

LUND, C. ; MAISTER, W. ; BEYER, B. ; WATTENBERG, M.: Bewertung der Kühlluftströmung im Motorraum mit 1-D und 3-D Verfahren. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV* Haus der Technik, Expert-Verlag, Dezember 2005 (Haus der Technik Fachbuch 43). – ISBN 978–3–8169–2478–4, S. 29 – 57

Mager 2002

MAGER, R.: *Optimierung von Pkw-Klimaanlagen mit dem Kältemittel CO₂ für niedrige Fahrgeschwindigkeiten*, Lehrstuhl für Thermodynamik der Technischen Universität München, Diss., 2002

Maheshwari u. a. 2007

MAHESHWARI, N.K. ; P.K., Vijayan ; SAH, D.: Effect of non-condensable gases on condensation heat transfer. In: *4th RCM on the IAEA CRP on Natural Circulation Phenomena, Modelling and Reliability of Passive Safety Systems that Utilize Natural Circulation*, 2007

Malik u. Bullard 2004

MALIK, T. ; BULLARD, C.W.: Air Conditioning Hybrid Electric Vehicles while stopped in Traffic / Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign. 2004 (ACRC TR-230). – Forschungsbericht

Marinhas 2004

MARINHAS, S.: Evaluation de la charge en fluide frigorigène dans un condenseur à mini-canaux. In: *Congrès Français de Thermique*, 2004

Markowitz 1999

MARKOWITZ, M.: Improving Vehicle A/C Performance by Underhood CFD Analysis with regards to A/C Condenser Air Flow. In: *Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition (VTMS-4)*, 1999

Martin u. a. 2004

MARTIN, K. ; LANG, G. ; RIEBERER, R.: Pkw Kälte- & Zuheizanlage mit CO₂ als Kältemittel Mess- und Simulationsergebnisse / Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik. 2004. – Forschungsbericht

Mathur 2005

MATHUR, G. D.: Performance Enhancement of Mobile Air Conditioning System with Improved Air Air Management for Front End / CalsonicKansei North America. 2005 (2005-01-1512). – SAE Paper

Matzarakis 2001

MATZARAKIS, A.: *Die thermische Komponente des Stadtklimas*, Meteorologischen Institutes der Universität Freiburg, Habilitation, 2001

Mazen 2007

MAZEN, Julie: *Auswirkung der partiellen Einschränkung der Kondensatorluftzufuhr bei PKW-Klimaanlagen mit den Kältemitteln R134a und R744*, TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diplomarbeit, Mai 2007

METEOTEST 2008

METEOTEST: *Horizont Höhendatenblöcke*. <http://www.meteonorm.com/pages/de/downloads/horizont.php?lang=DE>. Version: Juni 2008

Metric Mind Corporation 2010

METRIC MIND CORPORATION: *Iso definition of standard driving cycles (white paper)*. Version: 2010. <http://www.metricmind.com/cycles.htm>, Abruf: 2010-04-21

Meyer 2002

MEYER, J. J.: Production Solutions for Utilization of Both R1234yf and R134a in a Single Global Platform / Valeo Engine Cooling. 2002 (2002-01-1206). – SAE Paper

Milroy u. Didion 1985

MILROY, W.J. ; DIDION, D.A.: Refrigerant Mitigation in a split-unit air conditioner. In: *ASHRAE Transactions* Bd. 92, 1985, S. 193–206

Minkowyc u. Sparrow 1966

MINKOWYC, W. C. ; SPARROW, E. M.: Condensation Heat Transfer in the Presence of Non-condensables, Interfacial Resistance, Superheating and Variable Properties. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 9 (1966), S. 1125 – 1144

Mizushina u. a. 1967

MIZUSHINA, T. ; ITO, R. ; MIYASHITA, H.: Experimental study of an evaporative cooler. In: *International Chemical Engineering* 7 (1967), Nr. 4, S. 727–732

Mizushina u. a. 1968

MIZUSHINA, T. ; ITO, R. ; MIYASHITA, H.: Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers. In: *International Chemical Engineering* 8 (1968), Nr. 3, S. 532–538

Mollenhauer u. Tschöke 2007

MOLLENHAUER, Klaus ; TSCHÖKE, Helmut: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Springer Verlag, 2007 (VDI-Buch). – ISBN 978–3–540–72164–2

Möller 2004

MÖLLER, Detlev: Stadtklima. In: *Umweltwissenschaften und Schadstoff-Forschung, Zeitschrift für Umweltchemie und Ökotoxikologie* (2004)

Morgan u. Rush 1983

Kapitel Experimental Measurements of Condensation Heat Transfer with Noncondensable Gases Present in Vertical Tube at High Pressure. In: MORGAN, C. D. ; RUSH, G. C.: *Heat Exchangers in Two-Phase Applications*. ASME, 1983, S. 91–98

Murthy u. Mathur 2002

MURTHY, Jayathi Y. ; MATHUR, S.R.: *Numerical Methods in Heat, Mass, and Momentum Transfer*. 2002. – School of Mechanical Engineering, Purdue University

Nagasaka 1993a

NAGASAKA, Y.: *Vehicle-loaded parallel flow type heat exchanger*, 1993

Nagasaka 1993b

Schutzrecht U.S. Patent No. 5.203.407 (1993). NAGASAKA, Y. (Erfinder).

National Bureau of Statistics of China 1999

NATIONAL BUREAU OF STATISTICS OF CHINA: *Census Statistics of China*. Webseite, 1999 and 2000. – Verfügbar unter <http://www.stats.gov.cn>

Neudorfer u. a. 2006

NEUDORFER, H. ; BINDER, A. ; WICKER, N.: Analyse von unterschiedlichen Fahrzyklen für den Einsatz von Elektrofahrzeugen. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 123 (2006), August, Nr. 7-8, S. 352–360

Nielsen u. a. 2007

NIELSEN, O.J. ; JAVADI, M.S. ; ANDERSEN, M.P. S. ; HURLEY, M.D. ; WALLINGTON, T.J. ; SINGH, R.: Atmospheric chemistry of CF₃CFCH₂: Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O₃. In: *Chemical Physics Letters* 439 (2007), Nr. 1-3, 18 - 22. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cplett.2007.03.053>. – DOI 10.1016/j.cplett.2007.03.053. – ISSN 0009–2614

Nikolaou u. Stavropoulous 2007

NIKOLAOU, Vasilis ; STAVROPOULOUS, Photis: D1,1D2,1 Up-to-date inventory of national surveys on passenger and car passenger mobility / Agilis Statistics and Informatics, im Auftrag von EUROSTAT/G5. 2007. – Forschungsbericht

Nobuta u. a. 1999

NOBUTA, T. ; MATSUO, H. ; SHIMOYA, M. ; YAMAMOTO, M.: *Refrigerant condenser including super-cooling portion*, 1999

Office of the Registrar General and Census Commissioner 2001

OFFICE OF THE REGISTRAR GENERAL AND CENSUS COMMISSIONER: *Census Statistics of India*. Webseite, 2001. – Verfügbar unter <http://censusindia.gov.in>

Papasavva u. a. 2008

PAPASAVVA, S. ; HILL, W.R. ; BROWN, R.O.: GREEN-MAC-LCCP®: A Tool for Assessing Life Cycle Greenhouse Emissions of Alternative Refrigerants. In: *SAE SP 10* (2008), Nr. 2181, S. 7–18

Park u. Jacobi 2009

PARK, Young-Gil ; JACOBI, Anthony M.: Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Flat-Tube Louver-Fin Heat Exchangers. In: *Journal of Heat Transfe* 131 (2009), Februar, Nr. 2

Parker u. Treybal 1961

PARKER, R.O. ; TREYBAL, R.E.: The heat and mass transfer chracterstics of evaporative coolers. In: *AIChE Chem. Eng- Progr. Symp. Ser.* Bd. 57, 1961

Perez u. a. 1986

PEREZ, R. ; STEWART, R. ; ARBOGAST, C. ; SEALS, R. ; SCOTT, J.: An anisotropic hourly diffuse radiation model for sloping surfaces: Description, performance validation, site dependency evaluation. In: *Solar Energy* 36 (1986), Nr. 6, S. 481–497

Pfanzeder 1992

PFANZEDER, R.D.: *Ingenieurwissenschaftliche Betrachtung der Klimaphysiologie im PKW und ihrer Auswirkung auf die Leistungsfähigkeit des Fahrers*, TU München, Diss., 1992

Pinkofsky 2006

PINKOFSKY, Lutz: *Typisierung von Ganglinien der Verkehrsstärke und ihre Eignung zur Modellierung der Verkehrsnachfrage*, Institut für Verkehr und Stadtbauwesen Technische Universität Braunschweig, Diss., 2006

Poggi u. a. 2008

POGGI, F. ; MACCHI-TEJEDA, H. ; LEDUQ, D. ; BONTEMPS, A: Refrigerant charge. In: *International Journal of refrigeration* 31 (2008), S. 353–370

Poppe 1972

POPPE, M.: *Wärme- und Stoffübertragung bei Verdunstungskühlung im Gegen- und Kreuzstrom*, TU Hannover, Diss., 1972

Poppe u. Rögener 2006

Kapitel Berechnung von Rückkühlwerken. In: POPPE, M. ; RÖGENER, H.: *VDI-Wärmeatlas. Berechnungsunterlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübergang.* 10., bearb. u. erw. A. VDI, 2006, S. Mj

Pottler u. a. 1996

POTTLER, K. ; BECK, A. ; BENZ, N.: Testreferenzjahr, Unstimmigkeiten im Bereich der Globalstrahlung. In: *Sonnenenergie* 4 (1996), S. 22–23

Prölß 2009

PRÖLSS, Katrin: *Untersuchung von nergie- und Massenspeicherungsvorgängen in Pkw-Klimaanlagen*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2009

Quaschnig 2009

QUASCHNING, Volker: *Regenerative Energiesysteme: Technologie - Berechnung - Simulation.* Hanser Verlag München, 2009. – ISBN 978-3-446-42151-6

Raiser 2005

RAISER, Harald: *Untersuchung des transienten Verhaltens von CO₂ -PKW-Klimaanlagen mit Niederdrucksammler*, TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diss., 2005

Ravikumar u. a. 2005

RAVIKUMAR, A. S. ; KARWALL, Nikhil ; SHAH, R.K.: Recent Developments in Automotive Condensers and Receiver-Dryer Technology. In: SAE (Hrsg.): *SAE 2005 World Congress and Exhibition*, 2005

Remund u. Kunz 1997

REMUND, Jan ; KUNZ, Stefan: Worldwide Interpolation of Meteorological Data. In: *Proceedings of 14th Solar Energy Photovoltaic Conference and Exhibition, Barcelona* Bd. 1, 1997, S. 1059–1061

Remund u. a. 2009

REMUND, Jan ; KUNZ, Stefan ; SCHILTER, Christoph: *METEONORM Version 6.0 Handbook, Part I and II.* 6.114. Fabrikstrasse 14, CH - 3012 Bern, Schweiz: METEOTEST, Oktober 2009. http://www.meteonorm.com/media/pdf/mn6_theory.pdf

Reuters 2008

REUTERS: *Auto makers face shrinking markets.* Website, 2008

Rohatgi 2001

ROHATGI, Ngoc Dung T.: Effects of Water in Synthetic Lubricant Systems and Clathrate Formation: A Literature Search and Review / Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute. 2001 (ARTI-21CR/610-50035-01). – Final Report

Rugh u. Farrington 2008

RUGH, J. ; FARRINGTON, R.: Vehicle Ancillary Load Reduction Project Close-Out Report / NREL National Renewable Energy Laboratory. 2008. – Forschungsbericht

SAE J2099 2003

Norm SAE J 2099 2003. *Standard of Purity for Recycled HFC-134a (R134a) for Use in Mobile Air-Conditioning Systems*

SAE J2765 2008

Norm J2765 Oktober 2008. *Procedure for Measuring System COP [Coefficient of Performance] of a Mobile Air Conditioning System on Test Bench*

Samuel u. a. 2002

SAMUEL, S. ; AUSTIN, L. ; MORREY, D.: Automotive test drive cycles for emission measurement and real-world emission levels - a review. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* Bd. 216, Professional Engineering Publishing, 2002, S. 555–564

Schwarz 2001

SCHWARZ, Winfried: Emissionen des Kältemittels R 134a aus mobilen Klimaanlage. Jährliche Emissionsraten von bis zu sieben Jahre alten Pkw-Klimaanlagen. / Umweltbundesamt. 2001 (Förderkennzeichen 360 09 006). – Studie im Auftrag des Umweltbundesamtes

Sciane 2006

SCIANE, Fred: Improved Mobile Air Conditioning Cooperative Research Program. In: *Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium* SAE / IMAC, 2006

Shah 2009

SHAH, Ramesh K.: Automotive Air-Conditioning Systems - Historical Developments, the State of Technology, and future Trends. In: *Heat Transfer Engineering* 30 (2009), Nr. 9, S. 720 to 735

Shah 2003

SHAH, R.K.: Advances in Automotive Heat Exchanger Technology. 2003 (2003-01-0533). – SAE Paper

Singh 2009

SINGH, Varun: *Development of an advanced heat exchanger model for steady state and frosting conditions*, University of Maryland, Department of Mechanical Engineering, Diss., 2009

Sommer 1987

SOMMER, A.: *Experimentelle Untersuchungen an besprühten Lamellen-Rohrbündel-Wärmetauschern – Wärme und strömungstechnische Aspekte*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Dissertation, 1987

Spatz u. Minor 2008

SPATZ, Mark ; MINOR, Barbara: HFO-1234yf Low GWP Refrigerant: a global solution. In: *SAE 2008 Alternative Refrigerant Systems Symposium*, 2008

Srun u. a. 2002

SRUN, N. ; GUERRERO, P. ; JOUANNY, P.: Influence of Front End Vehicle, Fan and Shroud on the Heat Performance of A/C Condenser and Cooling Radiator / Valeo Engine Cooling. 2002 (2002-01-1206). – SAE Paper

Staackmann u. a. 1997

STAACKMANN, Milton ; LIAW, Bor ; YANN, Yun ; DAVID, Y.Y.: Dynamic driving cycle analyses using electric vehicle time-series data, 1997, S. 2014–2018

Stabat u. Marchio 2004

STABAT, Pascal ; MARCHIO, Dominique: Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. In: *Applied Energy* 78 (2004), Nr. 4, S. 433 – 451

Stewart 2003

STEWART, Susan W.: *Enhanced Finned-Tube Condenser Design and Optimization*, Georgia Institute of Technology, PdD Thesis, 2003

Streng 1996

STRENG, Andreas: *Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren*, TU Braunschweig, Diss., 1996

Stutz 1950

STUTZ, R. C.: *Apparatus for condensing refrigerants by evaporative cooling*, 1950

Takeuchi u. a. 2002

TAKEUCHI, T. ; KAKISHITA, N. ; KOHRI, I.: The Prediction of Refrigeration Cycle Performance with Front End Air Flow CFD Analysis of an Automotive Air Conditioner / Mitsubishi Motors Corp. 2002 (2002-01-0512). – SAE Paper

Tanaka u. a. 1982

TANAKA, N. ; IKEUCHI, M. ; YAMANAKA, G.: Experimental study on the dynamic characteristics of a heat pump, 1982, S. 323–331

Tang 2003

TANG, Y.: Impact of Air-Oil Cooler Positions on the Performance of Air Conditioning Condensers / Valeo Engine Cooling Inc. 2003 (2003-01-0529). – SAE Paper

Taxis-Reischl 1999

TAXIS-REISCHL, B.: Behaglichkeit im Auto senkt die Unfallrisiken beträchtlich. In: *VDI-Nachrichten* (1999), Nr. 7

Tian u. a. 2005

TIAN, Changqing ; DOU, Chunpeng ; YANG, Xinjiang ; LI, Xianting: Instability of automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. Part 1. Experimental investigation. In: *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), Nr. 7, S. 1102 – 1110

Tomasov 1988

TOMASOV, G. E.: *Integral receiver/dehydrator and expansion valve for air conditioning systems*, 1988

Umweltbundesamt 2002

UMWELTBUNDESAMT: *Kältemittel-Emissionen aus Pkw-Klimaanlagen und Mehrverbrauch an Kraftstoff fördern den Treibhauseffekt*. Pressemitteilung veröffentlicht vom Umweltbundesamt für Mensch und Umwelt, Februar 2002. – Verfügbar unter <http://www.eco-world.de/service/news/archiv/6350/index.html>

U.S. Energy Information Administration 2010

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION: *International Energy Outlook 2010*. 2010. – Forschungsbericht

U.S. Federal Highway Administration 2010

TRANSPORTATION, U.S. Federal Highway A. o.: *2009 NHTS Dataset*. Website, 2010. – Online verfügbar unter: <http://nhts.ornl.gov/download.shtml>; Daten heruntergeladen am 21.4.2010.

USEPA 2006

USEPA, Office of Atmospheric Programs (: Global Mitigation of Non- CO_2 Greenhouse Gases / United States Environmental Protection Agency. Washington, DC 20160, Juni 2006 (EPA 430-R-06-005). – Forschungsbericht

VDI-Richtlinie 2078 1972

Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume. 1972

Vilser 1982

VILSER, L.: *Wärme- und Stoffaustausch in Wasserberieselten Rippenrohren*, Universität Stuttgart, Dissertation, 1982

Vollmer u. a. 2004

VOLLMER, D. ; HORSTMANN, P. ; KNEIFEL, M.: Elektrische Standklimatisierung in Hybridfahrzeugen. In: *6. Fahrzeugklima-Symposium*, 2004

Vrachopoulos 1986

VRACHOPOULOS, Michalis G.: Incorporated evaporative condenser. In: *Applied thermal engineering* 27 (1986), S. 823–828

Wang u. a. 2009

WANG, Z. ; TUSZYNSKI, K. ; TUMMESCHT, H. ; ALAJBEGOVIC, A.: Integrated Thermal Management Simulation: Evaluating the Effect of Underhood Recirculation Flows on AC-System Performance. In: *Proceedings 7th Modelica Conference*, 2009

Webasto 2000

WEBASTO: *Schulungshandbuch Kälte-Klima*, Dezember 2000

Webb u. Wanniarachchi 1980

WEBB, R. L. ; WANNIARACHCHI, A. S.: The Effect of Noncondensable Gases in Water Chiller Condensers-Literature Survey and Theoretical Predictions. In: *ASHRAE Transactions* Bd. 86, 1980, S. 142–159

Webb 1984

WEBB, R.L.: A unified theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers, and fluid coolers. In: *ASHRAE Transactions* 90 (1984), Nr. 2, S. 398 – 414

Weigand u. a. 2008

WEIGAND, Bernhard ; KÖHLER, Jürgen ; WOLFERSDORF, Jens: *Thermodynamik kompakt (Springer-Lehrbuch) (German Edition)*. Springer, 2008 <http://amazon.com/o/ASIN/3540718656/>. – ISBN 9783540718659

Wienert 2002

WIENERT, U.: *Untersuchungen zur Breiten- und Klimazonenabhängigkeit der Urbanen Wärmeinsel - eine statistische Analyse*. Promotion, Universität Duisburg Essen, Essener Ökologische Schriften, 2002

Winkler 2009

WINKLER, Jonathan M.: *Development of a component based simulation tool for the steady state and transient analysis of vapor compression systems*, University of Maryland, Department of Mechanical Engineering, Diss., 2009

World Energy Council 2008

WORLD ENERGY COUNCIL: Energy Efficiency Policies around the World: Review and Evaluation / World Energy Council. 2008. – Forschungsbericht

Yamanaka u. a. 1993

Schutzrecht U.S. Patent No. 5.224.358 (1993). YAMANAKA, Yasushi ; FUJIWARA, Kenichi ; SUZUKI, Takahisha ; MATSUO, Hiroki ; NISHIDA, Shin (Erfinder).

Yamanaka u. a. 1997

YAMANAKA, Yasushi ; MATSUO, Hiroki ; TUZUKI, Kaoru ; TSUBOKO, Toshio ; NISHIMURA, Yoji: Development of Sub-Cool System / Denso Corp. and Toyota Motor Company Limited. 1997 (1997-970110). – SAE Paper

Yang u. a. 2003

YANG, Z. ; BOZEMANN, J. ; SHEN, F. Z. ; ACRE, J.: CFRM Concept at Vehicle Idle Conditions / General Motors Corp. and Delphi Corp. 2003 (2003-01-0613). – SAE Paper

Zalewski 1993

ZALEWSKI, Wojciech: Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers. In: *International Journal of Refrigeration* 16 (1993), Nr. 1, 23 - 30. [http://dx.doi.org/DOI:10.1016/0140-7007\(93\)90017-3](http://dx.doi.org/DOI:10.1016/0140-7007(93)90017-3). – DOI DOI: 10.1016/0140-7007(93)90017-3. – ISSN 0140-7007

Zalewski u. Gryglaszewski 1997

ZALEWSKI, Wojciech ; GRYGLASZEWSKI, Piotr A.: Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers. In: *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 36 (1997), Nr. 4, 271 - 280. [http://dx.doi.org/DOI:10.1016/S0255-2701\(97\)00006-8](http://dx.doi.org/DOI:10.1016/S0255-2701(97)00006-8). – DOI DOI: 10.1016/S0255-2701(97)00006-8. – ISSN 0255-2701

Zietlow u. Pedersen 1998

ZIETLOW, D.C. ; PEDERSEN, C.O.: Refrigerant inventory of R-134a in a small-channel cross-flow condenser. In: *ASHRAE Transactions*, 1998, S. 531–539

Zumkeller u. a. 2008

ZUMKELLER, Dirk ; CHLOND, Bastian ; OTTMANN, Peter ; KAGERBAUER, Martin ; KUHNIMHOF, Tobias: Panelauswertung 2007 im Deutschen Mobilitätspanel (MOP) – Wissenschaftliche Begleitung und erste Auswertungen: Erhebungswellen zur Alltagsmobilität (Herbst 2007) sowie zu Fahrleistungen und Treibstoffverbräuchen (Frühjahr 2008) / Institut für Verkehrswesen der Universität Karlsruhe (TH). 2008. – Zwischenbericht zu FE 70.0813 / 2007

Eigene Veröffentlichungen

Strupp u. a. 2010a

STRUPP, N. C. ; KÖHLER, J. ; LEMKE, N. ; TEGETHOFF, W. ; KOSSEL, R.: Energy Efficient Future Automotive Condenser Systems. In: *International Symposium on Next-Generation Air Conditioning and Refrigeration Technology* New Energy and Industrial Technology Development Organisation (Nedo), 2010

Strupp u. a. 2010b

STRUPP, N. C. ; KÖHLER, J. ; TEGETHOFF, W. ; LEMKE, N. ; KOSSEL, R.: Energy Efficient Future Automotive Condenser Systems. In: *Conference on Thermal and Environmental Issues in Energy Systems* The American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2010

Strupp u. a. 2010c

STRUPP, N. C. ; KOSSEL, R.M. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Senkung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung der Leerlaufklimatisierung eines PKW mittels Hybridkühlung. In: *DKV Tagung*, 2010

Strupp u. a. 2007a

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; BOCKHOLT, M.: R744 accumulator design and system modeling. In: *Second European Mobile Air Conditioning Workshop, Turin, Italien*, 2007

Strupp u. a. 2008

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; KLING, E. ; KÖHLER, J. ; BÖTTCHER, C.: Average Mobile A/C Customer usage Model for Design, Simulation and Testing. In: *8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen*, 2008

Strupp u. a. 2009a

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; KLING, E. ; KÖHLER, J. ; BÖTTCHER, C.: Average mobile A/C customer usage model: for design, simulation and testing purposes. In: *VDA Alternative Refrigerant winter meeting, Saalfelden* Verband der Automobilindustrie (VDA), 2009

Strupp u. a. 2009b

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; KLING, E. ; KÖHLER, J. ; BÖTTCHER, C.: Modelo Móvil Medio de A/A para uso por cliente con fines de diseño, simulación y pruebas frío-calor y aire acondicionado. In: *Frío-calor y aire acondicionado* (2009), Nr. 413, S. 62–68

Strupp u. a. 2009c

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; KÖHLER, J. ; BÖTTCHER, C.: Klimatische Daten und PKW-Nutzung (Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa und den USA). In: *DKV-Tagung, Berlin* Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV) e.V., 2009

Strupp u. a. 2006

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: MAC Simulation using Modelica/Dymola. In: *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway*, 2006

Strupp u. a. 2007b

STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Investigation of Low Pressure Accumulators in CO_2 Refrigeration Cycles. In: *International Congress of Refrigeration 2007, Beijing, China, 2007*

Strupp u. a. 2009d

STRUPP, N.C. ; LEMKE, N. ; TEGETHOFF, W. ; KOSSEL, R. ; KÖHLER, J.: Betriebsverhalten von Automobilverflüssigern. In: HOFHAUS, J. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *PKW-Klimatisierung VI* Haus der Technik, Expert-Verlag, November 2009 (Haus der Technik Fachbuch 107). – ISBN 978-3-8169-2934-5

Strupp u. Lemke 2010

STRUPP, Nils C. ; LEMKE, Nicholas: *Klimatische Daten und Pkw-Nutzung (Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien)*. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT), 2010 (FAT-Schriftenreihe 224)

Gräber, Strupp, u.a. 2010a

GRÄBER, M. ; STRUPP, N. C. ; TEGETHOFF, W.: Moving Boundary Heat Exchanger Model and Validation Procedure. In: *EUROSIM Congress on Modelling and Simulation*, 2010

Gräber, Strupp, u.a. 2010b

GRÄBER, M. ; STRUPP, W. N. C. a. N. C. andTegethoff: Moving Boundary odellierung von Verdampfern und Kondensatoren mit experimenteller Validierung. In: *DKV Tagung*, 2010

Junior u. a. 2008a

JUNIOR, C. ; LEMKE, N. ; STRUPP, N. C. ; KÖHLER, J.: Simulation von thermoelektrischen Modulen im Fahrzeug. In: *Thermodynamik-Kolloquium, Erlangen*, 2008

Junior u. a. 2008b

JUNIOR, C. ; LEMKE, N. ; STRUPP, N. C. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Simulation von thermoelektrischen Modulen im Fahrzeug. In: *DKV-Tagung, Ulm* Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV) e.V., 2008

Junior u. a. 2008c

JUNIOR, C. ; STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; KÖHLER, J.: Thermoelectrics for Automobile Applications. In: *17th International Conference on Thermoelectrics, Corvalis USA*, 2008

Junior u. a. 2009

JUNIOR, C. ; STRUPP, N. C. ; LEMKE, N. ; KÖHLER, J.: Modeling a Thermoelectric HVAC System for Automobiles. In: *Journal of Electronic Materials* (2009), Nr. Special Issue Paper

Köhler u. a. 2006

KÖHLER, J. ; LEMKE, N. ; STRUPP, N.C. ; TEGETHOFF, W.: Measurements and Modeling of CO_2 Accumulators. In: *SAE 7th Alternate Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, Arizona USA*, 2006

Köhler u. a. 2008

KÖHLER, J. ; STRUPP, N. C. ; KLING, E. ; LEMKE, N.: Refrigerant comparison for different climatic regions. In: *JRAIA symposium 2008, Kobe, Japan*, 2008

Kossel u. a. 2009

KOSSEL, R. ; STRUPP, N. C. ; TEGETHOFF, W.: Effects of Tool Coupling on Transient Simulation of a Mobile Air-Conditioning Cycle. In: *Proceedings of the 7th International Modelica Conference*. Linköping, Schweden : Linköping University Electronic Press, September 2009. – ISBN 978-91-7393-513-5, 318 - 325

Lemke u. a. 2007

LEMKE, N. ; STRUPP, N. C. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Measurements and Modelling of CO_2 Accumulators. In: *Review of Automotive Air-Conditioning 2007, Tokyo, Japan, 2007*